



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria
Industrial de Barcelona

Treball final de màster

Estudi: Màster Universitari en Enginyeria Industrial

Títol: Sistema de dilució de gasos d'escapament d'un vehicle compatible amb un sistema de mesura de contaminació ambiental

Document: Memòria

Alumne: Ferran Mateo Formiga

Tutor: Vicente César de Medina Iglesias

Departament: MMT - Departament de Màquines i Motors Tèrmics

Àrea: Màquines i Motors tèrmics

Convocatòria (mes/any): Febrer 2020

ÍNDEX

1 INTRODUCCIÓ	7
1.1 Antecedents	7
1.2 Objecte	8
1.3 Especificacions i abast	10
2 GASOS D'ESCAPAMENT DIÈSEL	14
2.1 Breu introducció als motors dièsel	14
2.2 Fums dièsel.....	15
2.3 Contaminació de les partícules en suspensió	16
2.4 Catalitzadors i filtres de partícules	17
2.5 Mesura de la contaminació de partícules	20
2.6 Sistemes utilitzats per a la mesura de partícules en suspensió	21
2.7 Sensor ambiental de concentració de partícules.....	22
3 PLANTEJAMENT DEL MODEL TEÒRIC SIMPLIFICAT	24
3.1 Variables del sistema.....	24
3.2 Característiques dels ventiladors	25
3.2.1 Generació del model en 3D.....	27
3.3 Paràmetres inicials.....	30
3.4 Corba del ventilador	31
3.5 Fenòmens físics que regeixen el sistema.....	32
3.6 Punt de funcionament del sistema	37
4 DISSENY DE LA GEOMETRIA	39
4.1 Plantejament de la geometria	39
4.2 Disseny del sistema	40
4.2.1 Tub d'aire	40
4.2.2 Ranura i plantilla de l'orifici que genera l'efecte venturi.....	41
4.2.3 Cànula o tubet d'injecció del gas dièsel	43
4.2.4 Ventilador a la sortida o <i>outlet</i>	44

4.2.5 Implementació del cabalímetre i sensor	44
4.2.6 Disseny geometria final.....	45
4.3 Adaptació de la geometria per a l'estudi CFD	46
4.3.1 Ventiladors	46
4.3.2 Geometria booleana del sistema CFD	48
4.3.3 Simulació del aire ambient a l'entrada.....	49
4.3.4 Geometria final prèvia a l'exportació.....	50
4.4 Disseny del dimensionament inicial.....	51
4.5 Subdivisió dels sòlids del model	51
4.6 Tria del format d'exportació al CFD.....	53
4.7 Anàlisi final previ a l'exportació.....	54
5 PROTOTIP EXPERIMENTAL	56
5.1 Dimensionament inicial.....	56
5.1.1 Resultats preliminars experimentals.....	59
5.2 Dimensionament final	60
6. ESTUDI COMPUTACIONAL DEL MODEL COMPLET.....	64
6.1 Simulació de mecànica de fluids computacional (CFD).....	64
6.2 Resum dels passos bàsics	66
6.3 Importació de la geometria.....	66
6.4 Determinació de les seccions de contorn del sistema.....	68
6.5 Seccions importants per a l'estudi posterior.....	73
6.6 Equacions de conservació	74
6.6.1 Equació de conservació de la massa o de continuïtat.....	74
6.6.2 Equació de quantitat de moviment	75
6.6.3 Equació de l'energia.....	76
6.6.4 Equació diferencial d'energia cinètica i interna	78
6.6.5 Equacions d'estat.....	78
6.7 Mètode dels volums finits	78
6.8 Algoritmes de resolució	80

6.8.1 Solver segregat	80
6.8.2 Solver acoblat	82
6.8.3 Discretització espacial i interpolació	83
6.8.4 Residus i convergència	85
6.9 Transport d'espècies	86
6.9.1 Difusió massica	88
6.9.2 Paràmetres i concentracions dels fluids	90
6.10 Viscositat	91
6.10.1 Número de Reynolds	91
6.10.2 Models de viscositat	92
6.10.3 Model k-epsilon	93
6.11 Densitat	94
6.11.1 Fluids miscibles	94
6.11.2 Fluid incompressible	94
6.10 Temps	95
6.11 Condicions i valors de contorn	96
6.11.1 Condicions de les cel·les als sòlids estudiats	96
6.11.2 Condicions de contorn a les seccions	97
6.12 Resum general de la configuració estipulada	100
6.12.1 Configuració del dimensionament inicial	100
6.12.2 Configuració del dimensionament final	101
7 MALLAT	102
7.1 Importància del mallat	102
7.2 Problemes previs al mallat de la geometria	102
7.3 Plantejament del mallat	103
7.4 Validació del mallat al dimensionament inicial	104
7.4.1 Plantejament del mallat	104
7.4.2 Procés de mallat	105
7.4.3 Validació del mallat	110

7.5 Errors relatius del mallat del dimensionament inicial	112
7.6 Adaptació del mallat al dimensionament final	113
8 SIMULACIONS I VALIDACIÓ DEL MODEL	115
8.1 Primera fase. Model inicial	115
8.1.1 Implementació del model	115
8.1.2 Procés de càlcul	117
8.1.3 Anàlisi dels valors obtinguts	118
8.2 Segona fase. Prova amb un model transitori	128
8.2.1 Implementació del model	128
8.2.2 Procés de càlcul	129
8.2.3 Anàlisi dels valors obtinguts	131
8.3 Tercera fase. Gravetat i modificació del k-epsilon	136
8.3.1 Implementació del model	136
8.3.2 Procés de càlcul	137
8.3.3 Anàlisi dels valors obtinguts	138
8.4 Quarta fase. Implementació del model d'espècies	142
8.4.1 Implementació del model	143
8.4.2 Procés de càlcul	152
8.4.3 Anàlisi dels valors obtinguts	153
8.5 Cinquena fase. Validació del model de referència	160
8.5.1 Cabal màssic teòric	160
8.5.2 Algoritmes de resolució	161
8.6 Anàlisi dels valors del model validat de referència	174
8.6.1 Concentracions al sistema	175
8.6.2 Pressió al sistema	176
8.6.3 Velocitat al sistema	179
8.6.4 Cabal màssic al sistema	183
8.6.5 Temperatura a la injecció	184
8.6.6 Viscositat al sistema	186

9 RESULTATS	187
9.1 Variació de l'orifici que genera l'efecte venturi	187
9.1.1 Orifici amb diàmetre de 5 mm	189
9.1.2 Orifici amb diàmetre de 10 mm	200
9.1.3 Orifici amb diàmetre de 20 mm	206
9.1.4 Orifici amb diàmetre de 30 mm	212
9.1.5 Orifici amb diàmetre de 40 mm	219
9.1.6 Orifici amb diàmetre de 50 mm	225
9.1.7 Comparativa de resultats entre diferents orificis	233
9.2 Variació de la velocitat rotacional dels ventiladors.....	253
9.2.1 Velocitat rotacional de 1000 rpm	253
9.2.2 Velocitat rotacional de 2000 rpm	262
9.2.3 Velocitat rotacional de 3000 rpm	268
9.2.4 Velocitat rotacional de 4000 rpm	274
9.2.5 Velocitat rotacional de 5000 rpm	280
9.2.6 Velocitat rotacional de 6000 rpm	286
9.2.7 Comparativa de resultats entre diferents velocitats rotacionals	293
9.3 Posició del tub d'entrada del gas dièsel.....	311
9.4 Número de proves realitzades i variables estudiades	311
10 IMPLEMENTACIÓ SENSOR	313
10.1 Viabilitat de la mesura del sensor	313
10.2 Marge d'error dels resultats.....	319
10.3 Utilització de la mesura per altres components.....	325
11 CONCLUSIONS I TREBALLS FUTURS	328
11.1 Conclusions	328
11.2 Línies futures de desenvolupament	330
12. BIBLIOGRAFIA.....	333
12.1 Llibres	333
12.2 Llibres electrònics	333

12.3 Articles	333
12.4 Material obtingut a la xarxa	334
12.5 Fotografies obtingudes a la xarxa.....	334
PRESSUPOST DEL PROJECTE	335
Costos de recursos humans	335
Costos d'amortització dels recursos materials	336
Costos del material intangible	336
Costos totals segmentats.....	338

1 INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

La contaminació ambiental deguda a l'escapament dels gasos dels vehicles, tot i que normalment es vincula únicament al CO₂, ve donada per l'escapament de moltes altres partícules de diferents elements, com hidrocarburs, NO_x, CO, partícules en suspensió i òbviament CO₂. Aquestes espècies químiques i partícules normalment són mitigades gràcies a catalitzadors o filtres de partícules instal·lats al tub d'escapament del vehicle, però una gran quantitat segueix obrint-se pas a l'exterior, motiu que genera la contaminació i una preocupació creixent per l'impacte d'aquestes partícules en el medi ambient i als essers vius.

La majoria de les proves per comprovar la contaminació d'un vehicle únicament es centren en el CO₂, sense fer el seguiment de l'expulsió d'altres espècies químiques igualment contaminants i perilloses com són les partícules en suspensió. Per tant, per poder mesurar aquestes partícules, el que es pretén és realitzar un sistema annex al tub d'escapament d'un cotxe utilitzant un sensor *low cost* ambiental per baixes concentracions de partícules contaminants, que permeti la identificació d'aquestes partícules, sense la necessitat de disposar d'un sensor d'emissions especialitzat. Aquests sensors especialitzats permeten mesurar una gran concentració de partícules contaminants, però comporten primerament una elevada despesa d'implementació a tallers/centres de revisió de cotxes, així com un alt cost associat al funcionament, manteniment i personal especialitzat per operar-lo, fet que els fa inviables per a la seva adquisició generalitzada.

L'objectiu principal d'aquest projecte és fer compatible la creació d'un sistema de dilució dels gasos d'escapament d'un vehicle amb un sensor atmosfèric de partícules ambientals (làser) de baix cost del que ja es disposa, per tal de mesurar de forma fiable l'impacte d'aquesta contaminació emesa, focalitzant-se especialment en les partícules en suspensió.

Aquest sistema de dilució consistirà en un tub connectat paral·lelament al tub d'escapament del vehicle. Es generarà un cabal d'aire gràcies a dos ventiladors unidireccionals, el qual es barrejarà amb la injecció d'una part dels gasos d'escapament. Aquesta injecció es produirà a través d'una cànula o tubet, que per un efecte venturi creat artificialment a través d'un orifici previ a la injecció, assegurarà una pressió suficientment baixa (depressió), permetent així una mescla adient que reguli l'entrada del gas dièsel. Per aquesta regulació que permet modificar i adaptar la presència de partícules en suspensió al cabal màssic de sortida del sistema, s'utilitzaran diversos mètodes com plantilles de diferents diàmetres de l'orifici que generarà l'efecte venturi, així com variacions de la velocitat rotacional dels ventiladors, per tal

d'ajustar la depressió, la velocitat, la quantitat d'aire i per tant, la dilució al sistema. Aquesta regulació permet a efectes pràctics determinar la quantitat de gas que entrarà al sistema, ja que per pressions massa elevades, per exemple, es dificultaria l'entrada d'una gran quantitat de gas dièsel al sistema. És important aquesta regulació, especialment a la sortida, ja que serà on es col·locarà el sensor de partícules ambientals que haurà de mesurar la concentració del gas dièsel, el qual ha de complir certs paràmetres per tal de poder-lo mesurar correctament.

Trobar uns resultats realistes dependrà de molts factors: l'afectació al sistema de la modificació del diàmetre de l'orifici que genera el venturi, la variació de les velocitats rotacionals del ventilador, la mida dels tubs així com la reducció d'aquest a la sortida per adaptar-se a la mida d'un sensor, la creació d'un sistema ambient que simuli l'aire que entrarà a través del ventilador situat a l'entrada del tub, entre altres factors que s'aniran observant conforme el projecte avanci. Per aquest motiu és tan important la presència d'un model CFD (Dinàmica de Fluids Computacional), el qual permet diferents proves teòriques modificant paràmetres bàsics del disseny.

1.2 Objecte

L'objecte principal del projecte final de màster és aconseguir regular de forma correcta la dilució del gas dièsel expulsat pel tub d'escapament dintre d'un sistema simulat, per tal de facilitar la feina al sensor ambiental de partícules, així com l'adaptació futura d'altres sensors. Aquest tipus de sensors, originàriament ideats per la mesura de la contaminació ambiental, sota les condicions creades pel sistema realitzat en aquest projecte, permetrà l'obtenció de la quantitat i mida de partícules en suspensió emeses, factor clau en la contaminació de molts cotxes dièsel.

Amb l'ajuda d'un model 3D que permetrà la fàcil modificació de paràmetres claus en l'estudi (diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi), formes o contorns de la geometria, es podrà identificar, corregir i verificar possibles canvis bàsics en l'estructura del sistema estudiat, permetent així una flexibilitat difícilment reproducible en una maqueta o model experimental.

A l'anàlisi del projecte s'estudiarà la correcta dilució del gas dièsel injectat en l'aire circulant al sistema, utilitzant una simulació computacional a través d'un programari CFD. Això permetrà efectuar l'estudi de les modificacions geomètriques anteriorment mencionades, validant o descartant possibles hipòtesis i realitzant de noves de forma ràpida i concisa. La modificació del diàmetre de l'orifici o les velocitats rotacionals dels ventiladors són dos exemples d'aquestes variacions, les quals permetran regular l'entrada del gas dièsel d'escapament al sistema, per tal d'obtenir una dilució adient per dur a terme la posterior mesura de la barreja amb el sensor ambiental.

Per tant, l'estudi computacional serà un punt clau en l'elaboració d'aquest projecte, tenint tan o més protagonisme que el propi objectiu principal anteriorment citat. Donada la complexitat dels models estudiats, s'explicarà amb detall tot el procés realitzat al llarg de les proves, incloent models, iteracions, errors i correccions realitzades, adjuntant les seves justificacions pertinents.

Tot i que esta subjecte a canvi, la idea inicial del projecte és que el sistema consti d'un tub d'aire circular, amb dos ventiladors (entrada i sortida) amb un orifici (reducció puntual del diàmetre en una zona concreta) que generarà un efecte venturi pròxim a la part central del tub, prèvia injecció posterior del gas dièsel provinent del tub d'escapament del cotxe. A la figura 1 es pot observar un croquis simplificat d'un tall per l'eix de simetria focalitzat a la secció on es produeix l'efecte venturi i la dilució dels gasos. Les mesures encara no estan estipulades, però el croquis ajuda a clarificar conceptes claus dels que recurrentment es fa referència en aquest projecte.

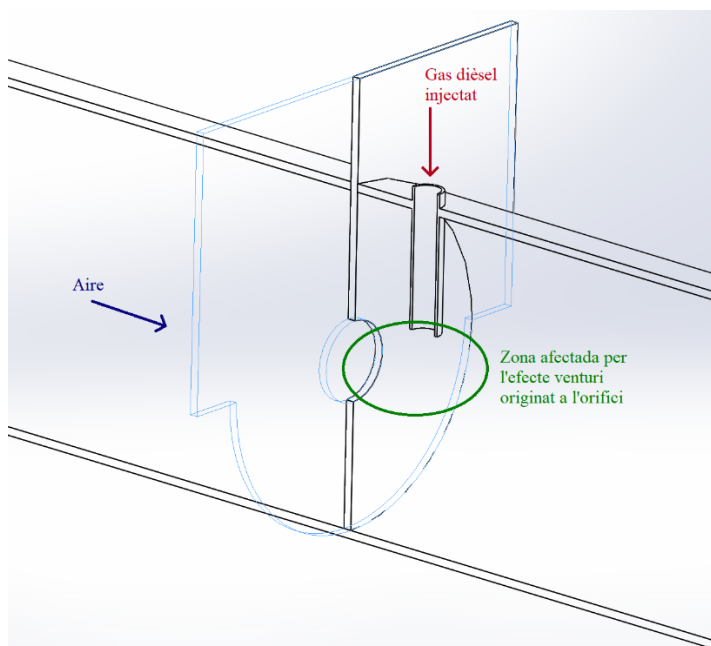


Figura 1. Croquis del disseny focalitzat en la dilució dels dos gasos.

S'ha de tenir present la figura ressaltada en color blau clar, que exemplifica una plantilla amb un orifici central, la qual serà substituïble per tal de modificar fàcilment el diàmetre sense tenir que realitzar grans canvis a la geometria. L'aire destacat en color blau fort indica el seu sentit de moviment fins que arriba a l'orifici de la plantilla, que contraurà aquest aire generant l'efecte venturi destacat al cercle de color verd posterior, i on es produirà la dilució dels dos gasos. Aquest efecte venturi afectarà i regularà l'entrada del gas dièsel injectat, representat en color vermell, en funció de la mida del diàmetre de l'orifici que l'ha originat.

Es mesuraran multitud de paràmetres diferents que afectin al sistema, centrant-se principalment en les pressions, velocitats, cabals, concentracions i dilucions, especialment focalitzat a la mescla dels dos gasos i a la sortida. Un cop s'hagi arribat a un model de referència que permeti obtenir valors fiables, es procedirà a realitzar les modificacions dels diàmetres de l'orifici i les velocitats rotacionals dels ventiladors, aconseguint models conductuals del sistema en les diferents proves que ajudin a la implementació de sensors per diferents capacitats. Si es possible, i a mode d'exemple, es comprovarà la instal·lació del sensor del que es disposa al laboratori per tal de comprovar si permetria l'anàlisi de les partícules en suspensió de la barreja resultant.

El sistema, per suposat, s'intentarà reproduir en 3D de la forma més realista possible, tenint present el fet de que s'hauran d'instal·lar plantilles per a la modificació dels diàmetres, aparells de mesura de pressió o cabal en certes zones, facilitant així el realisme a l'hora d'estudiar el sistema.

Es fabricarà a mida real la geometria, previ a l'anàlisi computacional, per comprovar i demostrar que efectivament el disseny d'aquest sistema ideat en 3D es possible ser realitzat de forma experimental, tot i que per motius aliens, tot i ser una part inicialment plantejada del projecte, no es podrà tenir en compte pràcticament cap dels resultats experimentals, a excepció de valors molt puntuals corresponent a etapes inicials de fabricació.

1.3 Especificacions i abast

Les especificacions que s'ha determinat per aquest treball són les següents:

- Es consideraran models reals de ventiladors, així com materials i possibles components de mesura per tal de basar el model computacional íntegrament en un model reproducible experimentalment.
- No es podrà realitzar la comprovació experimental de molts dels resultats computacionals obtinguts per motius aliens al projecte, tot i que era una intenció inicial, fet que ha suposat una reestructuració considerable del progrés previ que s'havia realitzat.
- El disseny en 3D basa la seva estructura en altres models d'efecte venturi, adaptat en aquest projecte a la regulació del gas dièsel injectat.
- La variació de possibles mides o formes del disseny es durà a terme en funció dels resultats, prioritzant un mallat o càlcul adequats al temps del que es disposa.

- El mallat inicialment es considerarà de forma automàtica, basat únicament amb la mida i número de nodes/elements, i no tant en la forma d'aquestes. Es refinarà amb posterioritat el mallat quan es comprovi que els resultats obtinguts són viables per l'estudi.
- Es comprovarà la compressibilitat del fluid per tal d'ajustar el més acurat possible el seu comportament, especialment per reduir temps de càlcul i possibles divergències que dificultin la convergència al formular les iteracions del programa. S'utilitzaran els números de mach per comprovar o no la compressibilitat del sistema.
- El nombre d'iteracions així com el temps establert per a la resolució de diferents models o dissenys no es fixarà en primera instància. Fet que pot variar un cop s'estableixi un model per a la resolució del sistema.
- La variació de la mida del diàmetre de l'orifici que origina l'efecte venturi, així com la velocitat rotacional dels ventiladors, permetrà regular l'entrada del gas dièsel, i per tant, el cabal màssic, concentració i dilució de partícules en suspensió a la sortida del sistema, posició on s'instal·larà i realitzarà la mesura del sensor ambiental. Aquesta regulació es causada principalment per les pressions (més aviat depressions) i velocitats originades per l'efecte venturi degut a la contracció que suposa l'existència d'un orifici al tub per on circula l'aire, previ a la injecció del gas dièsel.
- La posició de l'entrada del gas dièsel, així com el diàmetre per on es produeix la injecció del gas al sistema, si no afecta significativament al resultat, es mantindrà amb les mides pressuposades. De cara a una ampliació del projecte es podria incloure aquesta modificació.
- S'establirà un valor de convergència pròxim a 10^{-5} . Tot i que no serà necessària la convergència a aquest valor concret sinó l'estabilització dels residus a llarg termini per valors relativament reduïts.
- S'establirà inicialment un valor de 114 mm de diàmetre del tub, i una velocitat rotacional dels ventiladors en els 3200 rpm per defecte. Aquests valors són els que determinaran inicialment el model de referència respecte el qual es produiran les posteriors modificacions.
- Aquestes dades inicials s'aniran variant conforme el projecte avanci, per tal d'obtenir punts de referència bàsics i tenir una idea de l'evolució de la mescla al llarg de les modificacions realitzades, principalment a la mida del diàmetre i a la velocitat rotacional dels ventiladors, ja que posteriorment, s'haurà de realitzar un model de comportament del sistema que permeti seleccionar la instal·lació d'un sensor ambiental, i més específicament, la prova del que es disposa al laboratori.

- En última instancia s'haurà de facilitar un rang viable del que pugui disposar l'empresa que vulgui operar amb aquest sistema. D'aquesta manera es podrà comprovar quins són els millors cabals per dur a terme la dilució entre el gas d'escapament i l'aire de forma que permeti una millor mesura posterior del sensor atmosfèric.

El projecte es basarà en el disseny inicial d'una geometria cilíndrica que reproduïxi el fluid a l'interior d'un tub, incloent les hèlix dels ventiladors, l'entrada i a la sortida (*input* i *output*), així com l'entrada, just després de l'orifici, del gas dièsel, punt on es durà a terme la barreja dels dos components i moment clau per l'estudi del projecte.

Aquest plantejament inicial del model simplificat es realitzarà teòricament, tenint present les propietats bàsiques que afecten a l'aire així com la disponibilitat de fabricació al laboratori. Les mesures bàsiques per a realitzar el disseny es basaran principalment en la velocitat i pressions dels ventiladors (idèntics tan a la sortida com a l'entrada), així com al diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi (punt on es realitzarà la dilució), aplicades a formules com Bernoulli o propietats pròpies d'aquest efecte.

Posteriorment, s'utilitzarà un programa de simulació computacional per dur a terme l'estudi principal d'aquest projecte, per tal de garantir que la barreja del aire i el dièsel es produeix de forma correcta facilitant la posterior mesura del sensor de partícules. Es en aquest punt del projecte on s'invertirà més temps, tan de càlcul com d'anàlisi. Els resultats computacionals es podran comprovar de diverses formes, per exemple, a través de la velocitat lineal del ventilador o cabals generats, els quals hauran de coincidir amb el valor experimental i teòric respectivament; o bé, amb la suma dels cabals de l'aire i del gas dièsel obtenint valors resultants iguals al cabal existent a la sortida del sistema, entre d'altres.

Un cop es corrobora que els valors que s'han obtingut són factibles, es podrà variar certs punts anteriorment descrits de la geometria de referència obtinguda, focalitzant l'estudi tal i com ja s'ha indicat, en la mida del diàmetre que genera l'efecte venturi i la variació de la velocitat rotacional dels ventiladors. És en aquest punt on es tindrà especialment present altres valors claus com són el cabal màssic, la dilució i les concentracions dels diferents components químics del sistema un cop validat el model de referència i es puguin duu a terme les modificacions.

Molts d'aquests punts venen condicionats principalment pel temps de càlcul disponible per a dur a terme les iteracions de les diferents proves, així com possibles errors adjunts que dificultin l'obtenció de resultats viables. Arribar a valors pròxims a la convergència amb una aproximació de residus inferior als 10^{-5} , requerirà un temps de càlcul força elevat, especialment per certs models transitoris o que requereixen l'ús de l'energia per a la seva resolució. La intenció és utilitzar, descartar, experimentar i

validar diferents models de resolució computacional que s'adeqüin més correctament al sistema estudiat. Un cop obtingut aquest model de referència, realitzar les modificacions descrites per tal d'ajustar la instal·lació de diferents sensors a la sortida del sistema.

Una de les principals limitacions d'aquest projecte a l'hora de treballar i analitzar els valors que el càlcul fluidomecànic computacional proporciona, és el fet de no poder utilitzar dades experimentals per motius externs al projecte. Aquest fet ha impossibilitat el plantejament inicial de corroborar les dades amb un model real, per tal de ser utilitzat com a referència per futures modificacions.

Per pal·liar aquesta carència, s'ha plantejat realitzar un model teòric del sistema que permeti calcular els cabals generats pel ventilador en un punt òptim de funcionament, validant certs algorismes resolutius segons la proximitat a aquest valor teòric obtingut; així com disposar de l'única dada experimental del model de dimensionament inicial de la geometria per tal de basar el mallat de la geometria final.

2 GASOS D'ESCAPAMENT DIÈSEL

2.1 Breu introducció als motors dièsel

El treball consta de diferents parts que s'aniran desglossant en els posteriors capítols. Com ja s'ha puntualitzat a la introducció del projecte, el treball sorgeix de la preocupació de la contaminació dels gasos d'escapament, principalment dels cotxes amb motor dièsel. Però prèviament s'ha d'entendre d'on venen aquestes motors i que els fa el perill mediambiental que motiva l'estudi d'aquest projecte, facilitant la quantificació i la qualificació de la contaminació que produeixen.

Els motors dièsel daten del 1893, dissenyats per Rudolf Diesel. Es caracteritza per ser un motor tèrmic de combustió interna alternativa que produeix una ignició sense necessitar un factor extern com la gasolina, simplement degut a altes temperatures. Els motors dièsel funcionen comprimint l'aire. Aquesta compressió augmenta la temperatura de l'aire dintre del cilindre a un grau tan elevat que el combustible dièsel injectat a la cambra de combustió s'inflama espontàniament. Al injectar el combustible a l'aire just abans de la combustió, la dispersió del combustible es desigual, generant una mescla heterogènia d'aire i combustible, mescla que pot ser manipulada per tal de controlar el parell. Per tant, en lloc d'estrangular l'aire d'admissió, el motor dièsel es basa en l'alteració de la quantitat de combustible que s'injecta, amb una relació d'aire i combustible normalment alta.

Aquests motors poden produir partícules en suspensió dels seus gasos d'escapament, dels quals es parlarà posteriorment. La formació d'aquestes partícules consisteix en carboni que no s'han cremat degut a les baixes temperatures locals en les que el combustible no està totalment atomitzat. Aquestes baixes temperatures locals es produeixen en les parets dels cilindres del motor i en la superfície de grans gotes de combustible. En aquestes zones on fa relatiu fred, la mescla és rica, i per tant, conté menys aire per a cremar i part del seu combustible es converteix en un dipòsit de carboni.

Centrant-nos en el factor mediambiental i els gasos produïts per aquest motor, no es fins fa relativament poc que s'ha començat a constatar una relació entre la contaminació a moltes ciutats, degut principalment no tan a la alta concentració de CO₂ (que també), sinó a la presència d'aquestes partícules en suspensió. Anomenades en anglès *particulate matter* (PM) consten principalment de carboni, sulfats i d'altres substàncies sòlides molt perjudicials pel medi ambient. Són aquestes partícules, entre d'altres, una de les principals causes del *smog*, terme adaptat del les paraules angleses de *smoke* (fum) i *fog* (boira), a les ciutats. Són també especialment perilloses per les persones, donat que les partícules de menor mida no són aturades al filtre del tub d'escapament i al ser inhalades s'adhereixen als pulmons, ocasionant greus problemes de salut si l'exposició a aquest fum és prolongada i constant.

2.2 Fums dièsel

Els components químics que estan presents al tub d'escapament durant l'emissió a l'exterior d'un motor dièsel, així com el seu percentatge màssic i volumètric dividit segons la seva espècie química, s'indiquen a la taula 1. S'han obtingut uns valors generalistes del 2014, ja que les emissions de gasos d'escapament difereixen molt segons el model de cotxe estudiat.

Espècies químiques	Mitjana del percentatge màssic	Mitjana del percentatge volumètric
Nitrogen (N ₂)	75,2%	72,1%
Oxigen (O ₂)	15%	0,7%
Diòxid de carboni (CO ₂)	7,1%	12,3%
Aigua (H ₂ O)	2,6%	13,8%
Monòxid de carboni (CO)	0,0043%	0,09%
Òxid de nitrogen (NO _x)	0,034%	0,13%
Partícules en suspensió (PM)	0,008%	0,0008%
Hidrocarburs (HC)	0,005%	0,09%
Aldehid	0,001%	-

Taula 1. Components fum dièsel . Dades del 2014. ISBN 978-3-658-06554-6

Tot i que el percentatge de diòxid de carboni als fums dièsel s'ha anat reduint any rere any, motivat principalment a que molts indicadors de referència únicament computaven la contaminació generada per aquest gas, existeix també un altre tipus de contaminació. Aquesta es la generada per les partícules en suspensió, que tot i no ser tan rellevant en el passat com la contaminació per CO₂, té un impacte ambiental molt més visible a simple vista. Tal i com ja s'ha introduït a l'apartat anterior, degut entre altres factors a la presència d'una quantitat de cotxes dièsel considerable juntament amb unes condicions meteorològiques que li són favorables, pot propiciar la formació d'aquest densa "boira" artificial o *smog* a moltes de les principals ciutats més poblades del món, tal i com es pot observar a la figura 2.



Figura 2. "Boira" artificial o *smog* a Nova Delhi.

Aquestes partícules expulsades pels vehicles dièsel estan composades principalment de carboni elemental, òxids de nitrogen, sulfats de sofre del gasoil, restes de components metàl·lics i components orgànics absorbits tan pel gasoil com l'oli lubricant.

Tal i com es pot observar a la taula 1, tot i que el percentatge de les partícules en suspensió és únicament del 0,008%, suposa una mida 20 vegades superior a les partícules presents als gasos d'escapament dels motors de gasolina. La major part de les partícules en suspensió tenen una mida que va dels 0,02 a 0,5 μm (micròmetres).

2.3 Contaminació de les partícules en suspensió

A diferencia del CO_2 , la contaminació de les partícules en suspensió, tot i que es obiaament un problema ambiental, tal i com ja s'ha comentat, té un efecte directe a curt plaç sobre la salut de les persones molt preocupant. És per això sorprenent, que fins fa relativament poc aquesta afectació era practicament desconeguda o molt poc estudiada.

No es fins al 2012, quan l'OMS declara i classifica el fum dièsel com cancerigen pels humans, principalment ocasionant cancer de pulmó degut a la sobreexposició al fum generat pels motors diesel, més concretament les partícules en suspensió de menor mida que aquests emeten. Es a partit d'aquí, quan la preocupació per aquest tipus de motors comença a suposar una proritat per moltes administracions, que fins feia relativament poc havien recomanat l'us de cotxes amb motor dièsel degut a un consum inferior al de gasolina, i per tant, una contaminació suposadament més moderada. Si bé es cert que el motor diesel, per litre consumit genera menys quantitat de CO_2 (2,37 kg diesel/l i 2,65 kg gasolina/l), el seu consum inferior de l/km desplaçat, acaba generant una contaminació inferior en termes pràctics. No són les partícules més grans, pròpies del fum que s'observa directament al tub d'escapament, i que cauen poc després pel seu propi pes al terra, les més contaminats o perilloses. A la figura 3 es pot observar un exemple d'aquest fum.



Figura 3. Fum d'escapament d'un vehicle.

Són les partícules de menor dimensió les que queden suspeses (d'aquí el nom de partícules en suspensió) a l'aire durant períodes de temps més elevats i les quals poden penetrar més fàcilment als pulmons, essent les més danyines i perilloses per a la salut de les persones, ja que el propi organisme no aconsegueix filtrar-les, adherint-se a les parets dels pulmons i provocant càncer de pulmó entre d'altres problemes respiratoris. Addicionalment pot ocasionar dolor, malestar, tos, irritació de la gola i sequedat en els ulls, afectant greument a persones amb problemes respiratoris, especialment asmàtiques.

Dos anys després de l'informe anteriorment citat on l'OMS que califica de cancerigen aquest tipus de partícules, es calcula que a l'any 2012 han pogut morir aproximadament set milions de persones degut a aquestes partícules i el càncer pulmonar associat a elles, que suposaria una de cada vuit morts de les totals registrades aquell any. Es aquí on definitivament moltes institucions, tan públiques com privades, s'adonen del potencial perill real d'aquest tipus de partícules en suspensió, aparentment innòcues anys enrere.

2.4 Catalitzadors i filtres de partícules

Una de les principals mesures que es van prendre per intentar disminuir i pal·liar el problema d'aquestes partícules en suspensió va ser la instal·lació de filtres de partícules. No s'ha de confondre el filtre de partícules amb el catalitzador, ja que les seves funcionalitats són diferents, tot i que hi hagin models de vehicles que incloguin els dos elements dintre d'un mateix sistema. Un catalitzador o convertidor catalític, tal i com es pot observar a la figura 4, es tracta d'un sistema situat al tub d'escapament, normalment abans que el filtre de partícules, encarregat de neutralitzar les emissions de monòxid de carboni i d'hidrocarburs, convertint-los en diòxid de carboni i vapor d'aigua, gràcies als metalls amb els que està construït. També pot incorporar catalitzadors específics per NO_x o recirculacions de gasos d'escapament per reduir emissions de òxids de nitrogen.



Figura 4. Catalitzador d'un vehicle.

El filtre de partícules ajuda a la retenció de les partícules sòlides en suspensió més destacades, principalment el sutge o fum negre que a vegades es pot observar igualment a molts tubs d'escapament tal i com es pot veure a la figura 5. Aquestes partícules es queden retingudes en una espècie de panell de ceràmica porosa amb conductes molt fins que fa de tapis, acumulant-se i saturant aquests conductes, taponant-los i dificultant el funcionament del filtre.



Figura 5. Fum negre o sotge d'un vehicle.

Per evitar que el filtre es satori tant com per obstruir el tub d'escapament, cada cert temps es té que regenerar. Per a fer-ho, s'ha d'exposar a aquestes partícules a unes altres temperatures per cremar-les, netejant el filtre. Cremar-les suposa l'oxidació d'aquestes partícules, transformant-les en gasos no perjudicials per la salut. Aquesta regeneració es fa de forma automàtica i controlada per un complex sistema electrònic.

Existeixen principalment dos tipus de filtres: additiu, els quals utilitzen un additiu per dur a terme la regeneració, i els que no ho utilitzen. Els filtres sense additiu es col·loquen molt pròxim al motor, just després del col·lector del tub d'escapament, enganxats al tub per tal d'estar exposats a la temperatura més alta dels gasos que surten del motor. Necessiten operar a una temperatura pròxima entre els 650 i 750 graus centígrads per tal de cremar les partícules acumulades. És el més utilitzat a la majoria de fabricants i la seva vida útil és la del propi cotxe. Els filtres amb additiu es col·loquen més allunyats de la línia del tub d'escapament, ja que el additiu que utilitzen fa que es rebaixi la temperatura necessària per cremar les partícules entre 550 i 650 grau centígrads, així que no necessiten estar tan pròxim al col·lector.

Un exemple de filtre sense additius es el que correspon a la figura 6.

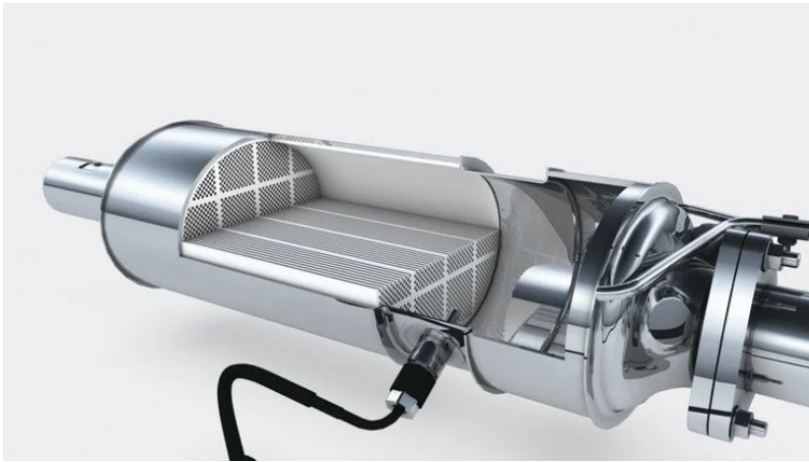


Figura 6. Filtre de partícules sense additius d'un vehicle dièsel.

Per desgràcia, aquest tipus de filtres tenen inconvenients força notables. El principal problema és la saturació del filtre degut a les partícules, que tot i disposar com hem dit anteriorment d'un sistema de regeneració automàtica, els vehicles dièsel no poden fer correctament aquesta regeneració quan el sistema electrònic entén que s'ha de realitzar. Això és produeix principalment quan el motor dièsel funciona en fred, és a dir, a un regim de gir molt baix o s'apaga amb freqüència abans de facilitar el temps suficient per a completar-se aquesta regeneració. Aquest tipus de comportament correspon principalment al moviment per ciutat (desplaçaments curts, aglomeracions, baixes revolucions), fet que facilita la contaminació observada en nuclis de població elevats.

Tot i que estigui present aquest sistema de protecció, no filtra ni molt menys la totalitat de partícules en suspensió, afegint-hi la perillositat, especialment en desplaçaments per ciutats, de que el filtre no estigui funcionant correctament.

És aquí on s'exemplifica la importància de poder realitzar proves i mesures detallades a centres de revisió o mecànics de la contaminació real produïda per aquestes partícules, per saber de forma precisa si aquell vehicle esta excedint o no la contaminació d'unes partícules en suspensió, que cal recordar, són cancerígens i altament perjudicials pel medi ambient.

2.5 Mesura de la contaminació de partícules

La principal mesura que determina actualment les emissions contaminants dels cotxes és la quantitat de CO₂ emes per km recorregut. Si bé aquesta mesura és representativa i ajuda a combatre la contaminació ambiental, la mesura de les partícules en suspensió es veu greument eclipsada per ella. Principalment es deu a la dificultat de mesurar partícules d'aquesta mida en tubs d'escapament de forma senzilla, ràpida i efectiva, però també hi és present la falta de coneixement generalitzat del públic de l'existència i perillositat d'aquest tipus de partícules, en comparació al CO₂.

És aquí on la tesis a tractar del treball es fa present: la creació d'un sistema de dilució de gasos d'escapament d'un vehicle per tal de que sigui compatible amb un sistema de mesura de contaminació ambiental. Aquesta mesura es duria a terme a través d'un sensor làser de partícules, pensat per ambients tancats i del qual ja es disposa d'un model real per tenir una referència. La dificultat principal del projecte radica precisament en poder crear un sistema que permeti al sensor disposar de les condicions adients per mesurar còmodament la mida, quantitat i distribució de les partícules en suspensió presents en un gas d'escapament, així com permetre adaptar el sistema per altres sensors.

Aquest sensor concret esta pensat per concentracions atmosfèriques ambientals, utilitzat per exemple per indicadors de qualitat d'aigua a estacions meteorològiques, on el nivell de contaminació és molt inferior al de la sortida d'un tub d'escapament. Per tant, s'han de generar les condicions adequades al nostre sistema per permetre a aquest sensor mesurar la contaminació en un ambient que no es el propi.

Existeixen sensors especialitzats per emissions de vehicles, però aquests tenen un cost de producció i manteniment molt elevats degut a la seva sofisticació, evitant que la seva distribució i utilització sigui viable econòmicament més enllà de sectors claus relacionats en la fabricació de vehicles o similars, especialment interessats en que certs valors no siguin fàcilment mesurables de forma generalitzada.

Per tant, el fet de dissenyar un sistema que permeti la utilització de sensors destinats a concentracions atmosfèriques per mesurar les emissions de partícules en suspensió dels vehicles, obriria la porta a la futura distribució de forma generalitzada i econòmica de sensors amb la capacitat de mesurar i controlar nivells de contaminació de partícules en suspensió. Aquest fet, facilitaria que les mesures actuals centrades únicament en les emissions de CO₂, s'ampliessin també a la mesura de les emissions de partícules en suspensió, ajudant a poder detectar i controlar vehicles que sobrepassessin certs valors que poden ser greument perjudicials per la salut i l'ambient, especialment a les grans ciutats.

Un exemple de la importància capital de les mesures de contaminació ambiental, és el cas del anomenat per molts el *Dieseldgate*. Va suposar un escàndol sense precedents que va afectar directament a Volkswagen i la instal·lació d'un software per alterar els resultats dels controls tècnics d'emissions contaminats a més de 11 milions de cotxes amb aquest motor.

Es precisament per evitar situacions com aquestes que el fet d'obrir al mercat general aparells de mesura que permetin el control d'aquestes partícules, facilitaria que les empreses encarregades de la fabricació de motors dièsel tinguessin com a nova prioritat assegurar que els seus vehicles compleixen les especificacions que anuncien, sense caure en la temptació de poder encobrir certs resultats gràcies a monopolitzar els aparells de mesura encarregats de detectar aquest contaminant.

2.6 Sistemes utilitzats per a la mesura de partícules en suspensió

L'objectiu principal del projecte és acabar convertint principalment sensors ambientals o atmosfèrics (d'un preu reduït) de contaminació en un sensor d'emissions, gràcies a un sistema que utilitzant la dilució dels gasos d'aire i gas dièsel com a principal premissa, permeti crear les condicions adients de mesura de partícules en suspensió a la sortida d'un tub d'escapament.

Tot i que la base del projecte, com ja s'ha aclarit, pivota sobre la idea de crear el sistema necessari per obtenir el comportament del sensor que es desitja, i no tan el comportament del sensor en si, és també important saber com funciona i quin model s'utilitzarà com a referència per a desenvolupar i validar posteriorment les condicions adients que permetin la mesura correcta de les partícules. Això permetrà entendre quines condicions podrien requerir altres sensors que no fossin específicament l'estudiat.

Els sensors atmosfèrics s'utilitzen principalment per mesurar la contaminació ambiental. Són sensors força comuns i relativament econòmics, que permeten la mesura normalment de baixes concentracions. La problemàtica principal és que les concentracions a la sortida d'un tub d'escapament són molt superiors a la mesura de la qualitat ambiental.

Els sensors d'emissions en canvi, són sensors molt especialitzats en la mesura de la contaminació en situacions de grans concentracions (com es al tub d'escapament d'un vehicle) i econòmicament molt poc accessibles degut al seu elevadíssim cost tan de funcionament com de manteniment (calibratge amb reactors químics, per exemple). Ocupen un gran volum físic, fet que dificulta la possible instal·lació en molts dels tallers o centres actuals de revisions de vehicles. S'utilitzen principalment a grans corporacions industrials relacionades amb la fabricació de l'automòbil, requerint personal molt qualificat i amb mesures de control i supervisió molt vigilades.

Com es pot observar clarament, la diferencia entre els dos sensors a l'actualitat és abismal. I és aquest un dels principals problemes per poder implementar mesures de partícules en suspensió als tub d'escapament dels vehicles, per exemple, al realitzar la revisió de la ITV.

La intenció principal d'aquest projecte és demostrar que a través de sensors de reduït pressupost, però amb el sistema adequat per generar la dilució entre el gas dièsel i l'aire, es puguin arribar a obtenir resultats que permetin aproximar la contaminació produïda per aquestes partícules en suspensió al tub d'escapament.

2.7 Sensor ambiental de concentració de partícules.

El sensor concret que s'utilitzarà de referència per aquest projecte serà el model de la sèrie PMS7003, el qual es pot observar a la figura 7.

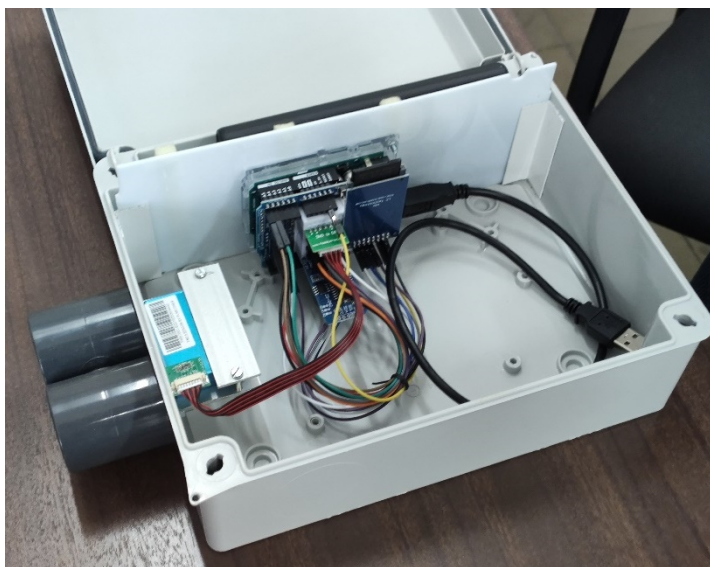


Figura 7. Sensor digital de concentració de partícules.

Les principals característiques d'aquest sensor son:

- Zero taxa de falsa alarma.
- Resposta en temps real.
- Es pot corregir les dades.
- Partícula de dimensió mínima que es pot distingir: 0.3 micròmetres (μm).
- Alt rendiment degut a una estructura patentada del blindatge de sis costats.
- Direcció del aire a l'entrada i la sortida opcional per adaptar-se a diferents dissenys.
- Molt prim.

El model estudiat és un tipus de sensor digital i universal per mesurar la concentració de partícules ambientals així com la contaminació atmosfèrica. Aquest sensor es pot utilitzar en diferents sistemes relacionats amb la concentració de partícules suspeses a l'aire o altres equips de millora ambientals per proporcionar dades correctes de concentració en funció del temps.

El funcionament es basa en la dispersió del làser del sensor, irradiant partícules en suspensió i posteriorment recol·lectant aquesta dispersió de la llum fins un cert grau, finalment obtenint una corba de dispersió del canvi de llum pel temps transcorregut.

En definitiva, permet la mesura del diàmetre equivalent de la partícula així com el número de partícules amb diferent diàmetre per unitat de volum que pot ser calculat pel microprocessador, basat en la teoria de difusió de Mie.

El resultat que s'obté a la sortida del sensor és principalment la quantitat i nombre de partícules amb diferents mides per unitat de volum. La concentració màssica de les partícules PM2.5 es mou en el rang efectiu de 0 a 500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, amb una capacitat màxima de mesura de 1000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$. Per valors de concentració de partícules superiors a aquests 1000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, el sensor no podrà mesurar correctament. El rang de mesura de les mides de les partícules es de 0,3 a 1 μm , de 1 a 3 μm i de 2,5 a 10 μm , depenent del mode al que esta funcionant.

Hi ha dos opcions per la sortida digital: passiva o activa. El mode per defecte és actiu un cop s'encén, on el sensor enviarà dades a l'amfitrió de forma automàtica. Aquest mode a la vegada esta dividit en dos submodes: mode estable i mode ràpid. Si la variació de la concentració és petita el sensor funcionarà en mode estable amb un interval real de 2,3 segons; si hi ha un gran canvi en la concentració el sensor canviarà al mode ràpid de forma automàtica amb un interval entre 200 i 800 microsegons. Com més alta sigui la concentració, més curt haurà de ser aquest interval.

Per motius externs al projecte, aquest sensor no s'ha pogut utilitzar experimentalment en el disseny realitzat, pel que s'ha optat per enfocar l'anàlisi del treball en de les partícules en suspensió que aquests sensors analitzen. S'adaptarà el disseny regulant diferents concentracions a la sortida, permetent que múltiples sensors de diferents capacitats puguin analitzar la presència de partícules en suspensió al sistema. Posteriorment s'exemplificarà la comprovació per aquest model concret de sensor.

3 PLANTEJAMENT DEL MODEL TEÒRIC SIMPLIFICAT

3.1 Variables del sistema

Per tal d'iniciar la realització del disseny, s'ha de calcular teòricament un model simplificat. S'anomena a aquest model simplificat degut a que tot i que es tindrà present l'orifici i l'efecte venturi que aquest origina, no es plantejarà la injecció del gas al sistema, geometries complexes exposades al capítol 4, ni estarà present el ventilador inicial previ a l'orifici. D'aquesta manera, es podrà calcular teòricament la velocitat, pressió i cabal màssic existent un cop s'hagi produït l'efecte venturi per una determinada prova.

L'efecte venturi serà originat per un orifici amb unes mides de referència obtingudes de models experimentals. La variació en models posteriors d'aquesta mida permetrà regular el cabal màssic d'entrada del gas d'escapament. Aquest factor, per tant, serà determinant per comprovar diferents proves que permetin la dilució dels dos gasos a la sortida, facilitant la correcta mesura del sensor.

És també important la velocitat rotacional dels ventiladors que originen el flux d'aire que circularà de forma constant al llarg del tub cilíndric. En aquest model teòric però, s'ha plantejat únicament el ventilador inicial previ a l'orifici amb la seva velocitat per defecte, ja que el segon ventilador no afecta significativament a l'efecte venturi originat. La modificació posterior de la velocitat rotacional d'aquest, permetrà variar les característiques del sistema, facilitant o dificultant, de forma relativament senzilla, la dilució del gas dièsel.

La variació de la mida de l'orifici que genera l'efecte venturi es pot realitzar de forma pràctica a través d'unes plantilles amb un forat circular al centre, introduït al tub per una ranura que permetrà provar i canviar ràpidament les plantilles per tal d'experimentar amb diferents situacions. Modificar la velocitat del ventilador requereix la variació del voltatge d'entrada en un corrent continu així com un voltatge lo suficientment elevat per permetre aquests canvis de velocitat/voltatge.

Existeixen altres variables que es podrien tenir presents com són la posició del venturi dintre del tub d'escapament, la temperatura a l'hora de realitzar la barreja, la profunditat del tub d'entrada del gas dièsel, entre moltes altres. Els motius pels quals s'ha decidit no tenir-los presents, per lo menys de forma inicial en aquest projecte, són principalment la dificultat d'executar les modificacions d'aquests valors en un model experimental al laboratori.

És possible realitzar aquestes modificacions amb un model 3D i posterior CFD. Però per tal de demostrar que les variables escollides són modificables també en un model real, es realitzarà experimentalment un prototip preparat per dur-les a terme. Prèviament però s'hauran de seleccionar els models del ventilador, calcular el punt de funcionament adient per iniciar el projecte, crear un model en 3D per tenir una referència a l'hora de fabricar-ho i validar mínimament previ al model real, que el CFD és compatible amb la geometria realitzada.

3.2 Característiques dels ventiladors

Per permetre la variació de la velocitat que s'ha exposat anteriorment, la primera característica que haurà de complir aquest ventilador serà que funcioni a corrent continua i no alterna. Això es deurà a que la variació del voltatge permetrà aquest ajust de la velocitat que més s'adeqüi al sistema.

El model de ventilador seleccionat és el NMB 4715KL-04W-B40-E00. Aquest model és un ventilador axial de corrent continua amb un voltatge lo suficientment elevat per permetre la variació de la velocitat de gir. Les característiques específiques del model quan funciona per defecte a la velocitat de fabrica, són les següents:

- Velocitat estàndard: 3200 rpm
- Voltatge mínim: 6 V
- Voltatge màxim: 12 V
- Corrent: 0,9 A
- Diàmetre interior: 0,1067 m
- Diàmetre exterior: 0,1092 m
- Potència: 10,8 W
- Cabal màxim: 3,34 m³/min
- Pressió màxima: 81,4 Pa
- Soroll: 46,5 dB

S'utilitzarà el mateix ventilador per l'entrada i la sortida del tub, tot i que segurament els dos funcionaran a mateixes velocitats. La presència del segon ventilador facilitarà l'arribada de la barreja al sensor, pel que no afectarà de forma significativa al càlcul realitzat en aquest apartat.

La imatge del ventilador es veu representada a la figures 8 i 9.



Figura 8. Ventilador NMB 4715KL-04W-B40. Fotografia laboratori.



Figura 9. Ventilador NMB 4715KL-04W-B40. Fitxa tècnica.

3.2.1 Generació del model en 3D

La representació acurada del ventilador és bàsica per realitzar posteriorment l'anàlisi en CFD, ja que determinarà la sortida helicoidal del aire al tub i la seva velocitat tan lineal com rotacional.

A través del fabricant es va poder obtenir el 3D simplificat però únicament amb quatre aspes, tal i com es pot observar a la figura 10.

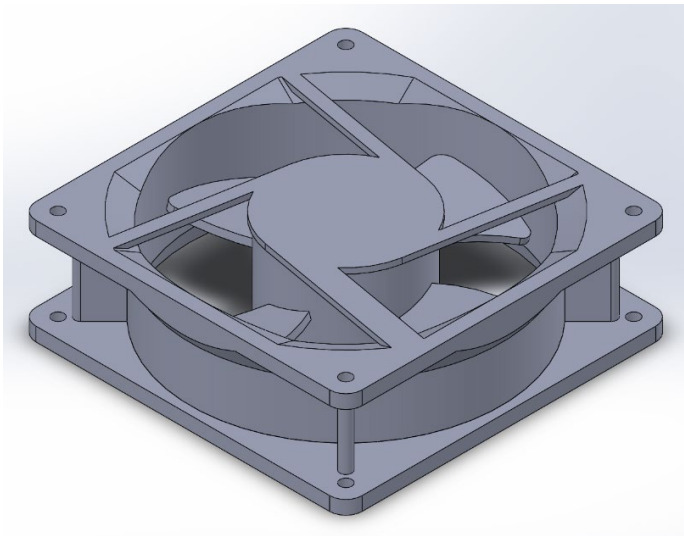


Figura 10. Ventilador original de 4 aspes obtingut del fabricant.

Es per aquest motiu pel qual s'ha modificat la geometria original de la que es disposava, i basant-se en les aspes originals s'han reproduït les restants en la posició adequada. El resultat obtingut es veu representat a la figura 11.

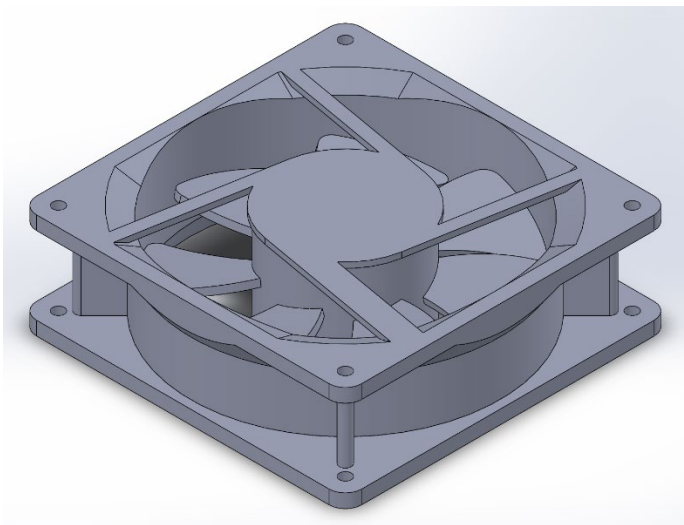


Figura 11. Ventilador modificat de set aspes.

El que pot semblar un procediment rutinari es veu complicat quan no es disposa de les etapes realitzades al dissenyar el 3D, ni es possible reconèixer-les de forma automàtica o manual. Aquest fet es deu principalment a la practica força freqüent de moltes empreses industrials, les quals publiquen a la seva web la geometria en 3D dels seus productes de forma incompleta, sense les etapes de disseny pròpies i amb irregularitats per evitar la detecció automàtica o manual d'aquestes etapes, evitant així possibles robatoris de propietats intel·lectuals o industrials. A la figura 13 i 14 s'aprecia millor la diferencia entre el model original i el finalment utilitzat. Es aquest model el que s'utilitzarà directament al CFD.

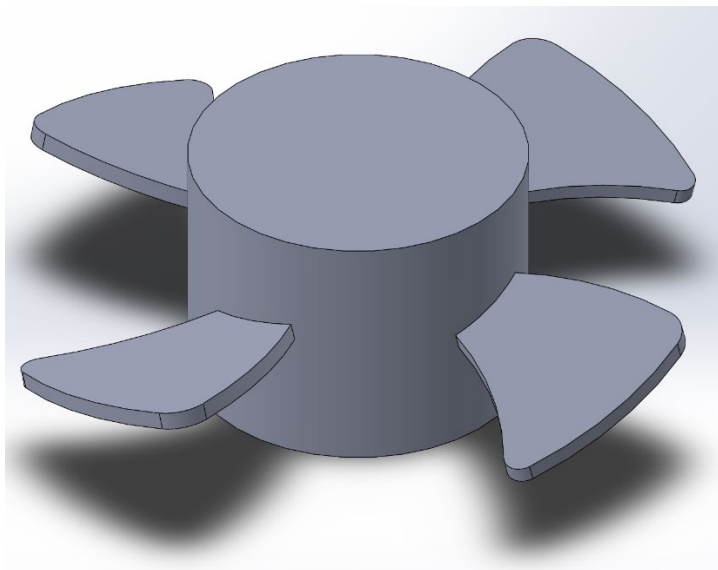


Figura 12. Eix i aspes del ventilador original de quatre aspes.

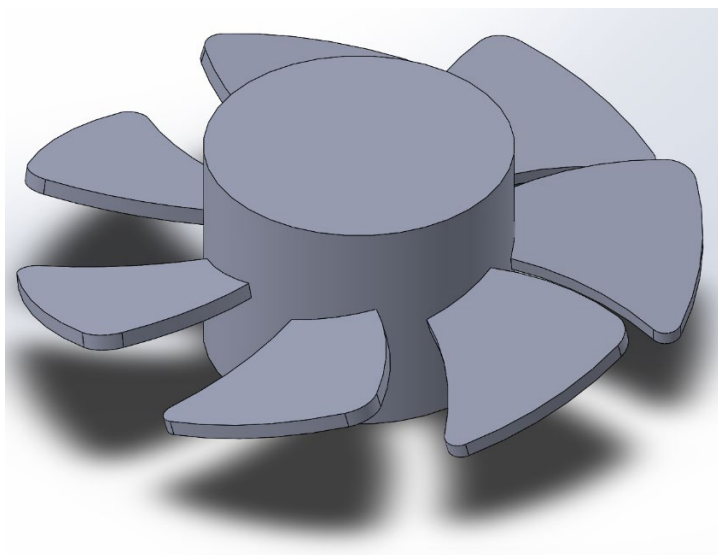


Figura 13. Eix i aspes del ventilador modificat per set aspes.

Les mesures de diàmetre interior i exterior del disseny 3D obtingut a la web corresponien amb les mesures realitzades al laboratori. Però les dades de la fitxa tècnica no corresponien a les dues

anteriorment citades. Això és degut a que la fitxa tècnica engloba tot un seguit de ventiladors del mateix model per diferents velocitats i cabals, els quals varien en certa forma la dimensió d'alguns paràmetres, tot i mantenir la mateixa forma.

A la figura 14 es pot observar els plànols bàsics del ventilador. El diàmetre interior que indica la fitxa tècnica és de 105 mm, quan a les mesures experimentals i al 3D és de 106,7 mm, així com el diàmetre exterior que indica que és de 119 mm però a les mesures el valor és de 109,2 mm.

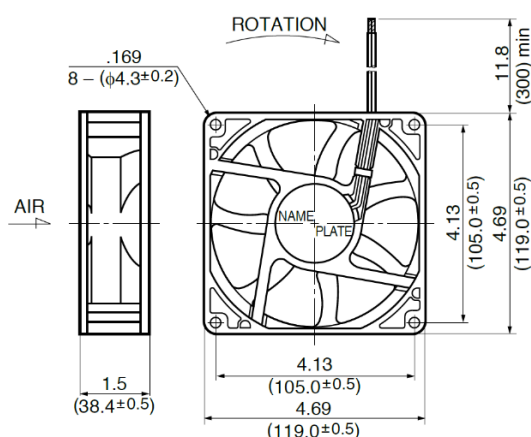


Figura 14. Plànol del model del ventilador.

Aquest últim valor del diàmetre tan diferenciat es deu a que el disseny de la fitxa tècnica considera com a diàmetre exterior la part més ampla del ventilador, mentre que el disseny en 3D considera la distància entre la part exterior dels àleps. A la figura 15 es pot observar al que es fa referència, essent l'espai entre l'àlep i la paret interna del ventilador la diferència principal entre les mesures. Són especialment importants aquests valors ja que afectaran de forma directe al resultat obtingut al CFD.

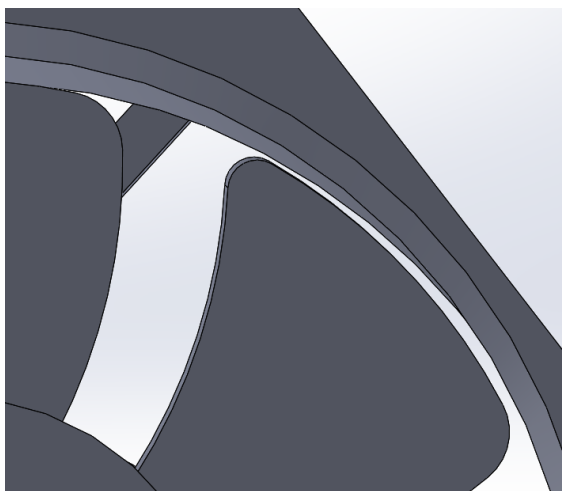


Figura 15. Separació entre els àleps i el diàmetre interior del ventilador que indueix l'error.

3.3 Paràmetres inicials

Per determinar el punt de funcionament inicial del sistema s'ha de tenir present diversos paràmetres. Principalment són la pressió estàtica, el cabal hidràulic i el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi, però també la velocitat de rotació dels ventiladors, pèrdues de pressions internes al venturi, entre d'altres.

La pressió estàtica fa referència a la resistència de l'aire (fricció) causat per l'aire quan es mou al llarg d'un conducte, com es precisament el cas del sistema estudiat en aquest projecte. Aquesta pressió es pot considerar com a relativa en el nostre sistema, prenent com a referència la pressió atmosfèrica corresponent al 101325 Pa o 1 atm. La unitat de referència que s'utilitza en aquest projecte són els pascals (Pa). S'utilitza per a mesurar les diferents pressions al llarg del tub, especialment la zona d'afectació de l'efecte venturi i a l'entrada del gas al sistema, la qual vindrà directament determinada pel diàmetre de l'orifici i la velocitat rotacional dels ventiladors.

El cabal hidràulic correspon a la quantitat de líquid que passa per una secció concreta per unitat de temps. Les unitats utilitzades són m^3/s , m^3/min i kg/s . S'utilitza per observar la quantitat d'aire o gas que hi ha en el sistema, assegurant que el cabal correspon inicialment al punt de funcionament.

El diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi es calcularà a partir dels 114 mm del tub, basat en un model preexistent al laboratori, tot i que les unitats per a l'estudi es realitzaran en metres. Aquest diàmetre de l'orifici permet la regulació de la disminució de la pressió al tub a l'entrada del gas.

Aquesta disminució de la pressió al venturi depèn directament de dos factors: les pèrdues de pressió degudes al diàmetre de l'orifici com i del cabal hidràulic que circula per l'interior d'aquest. És precisament aquesta disminució de la pressió un factor important per regular de forma indirecte el cabal que desitgem que entri al sistema provinent del gas d'escapament.

Finalment amb aquests valors i a través de la superposició de les corbes de funcionament del ventilador (descendent) amb els requisits del sistema (ascendent), s'obtindrà un punt de confluència anomenat punt de funcionament. Aquest punt de funcionament, basat en els valors de cabal i pressió, serveix de referència a l'hora d'analitzar el sistema, tot i que són les gràfiques associades a aquest punt les que permetran extrapolar valors per a les proves computacionals posteriors.

3.4 Corba del ventilador

Un cop definits breument els paràmetres, es pot començar a perfilar els càlculs necessaris per obtenir el cabal i pressió que defineixin un punt de funcionament adient pel sistema.

Primer de tot hem de tenir present la corba de funcionament del ventilador que s'ha seleccionat. La corba del model NMB 4715KL-04W-B40-E00 és la que mostra la figura 16, corresponent a la corba específica de B40.

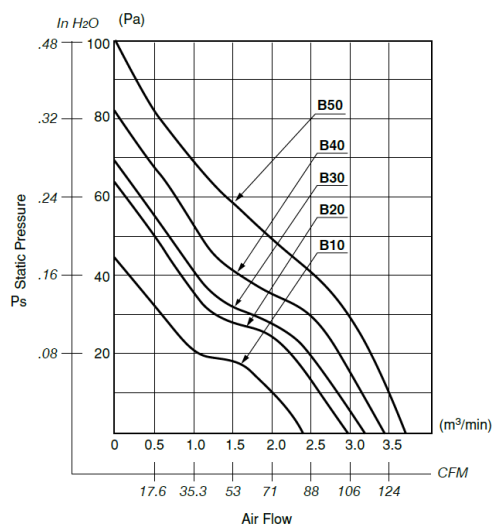


Figura 16. Corba dels ventiladors NMB 4715KL-04W.

Tal i com es pot observar, els dos paràmetres a tenir en compte es l'evolució descendent de la pressió conforme el cabal augmenta. Aquests paràmetres es representen a la taula 2, específica únicament del model B40.

Cabal hidràulic (m3/min)	Cabal hidràulic (m3/s)	Pressió estàtica (Pa)
0	0	82
0,5	0,008333	68
1	0,016667	53
1,5	0,025	42
2	0,033333	35
2,5	0,041667	30
3	0,05	15
3,5	0,058333	0

Taula 2. Taula numèrica del cabal i pressions del model NMB 4715KL-04W-B40-E00.

Amb aquesta taula es realitza una gràfica, corresponent a la figura 17, pròxima a la original però més apaïxada, que permetrà utilitzar-la com a referent un cop es calculi la corba del sistema.

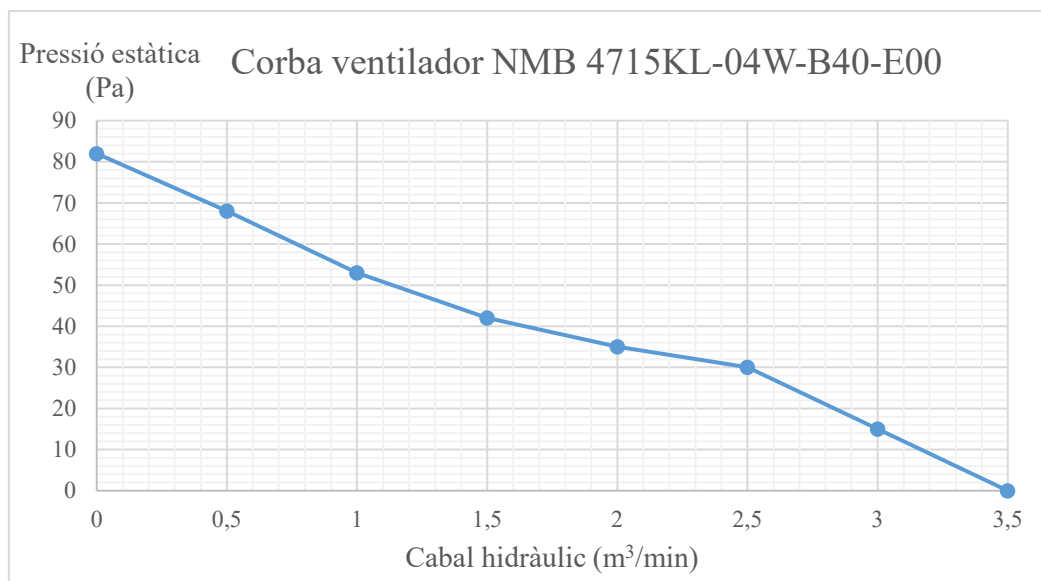


Figura 17. Gràfica pròpia del ventilador NMB 4715KL-04W-B40-E00.

3.5 Fenòmens físics que regeixen el sistema

És a la corba del sistema on radica la dificultat del càlcul del punt de funcionament. Per poder construir la corba del sistema desitjada s'ha de tenir present certs aspectes.

L'aspecte principal diferenciador d'aquest projecte és l'existència d'un efecte venturi, que determinarà en gran part les pressions a l'interior del tub, a l'entrada del ventilador i a la sortida. Aquest efecte venturi, com es pot observar a la figura 18, té una pèrdua d'energia molt important, tot i no tenir pèrdues de cabal significatives. Depenent del disseny, és a dir, del seu diàmetre en el cas d'aquest projecte concret, les pèrdues d'energia seran majors (si el diàmetre és més petit) o menors (si el diàmetre és més gran).

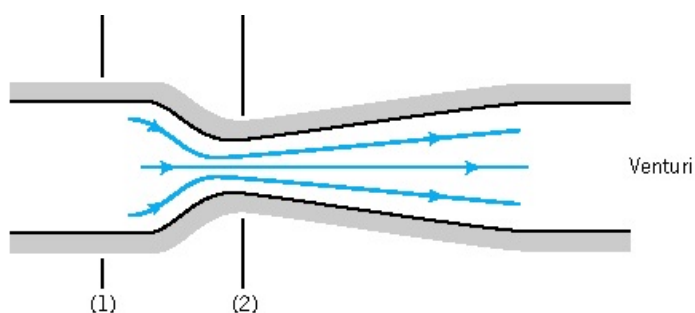


Figura 18. Flux d'energia del fluid de l'efecte venturi.

Per relacionar les pèrdues de pressió internes del sistema amb el diàmetre de l'efecte venturi i en funció de la forma del tub s'utilitza la gràfica de la figura 19.

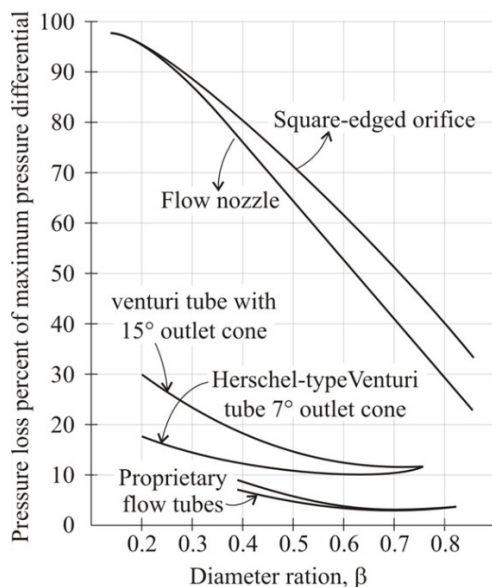


Figura 19. Pèrdues de pressió (Pa) en funció del diàmetre que genera l'efecte venturi.

A la imatge es pot observar com de significativa és aquesta pèrdua de pressions depenent tant de la forma del tub com de la mida del diàmetre de l'efecte venturi. Cal remarcar però que no s'aplica directament la mida del diàmetre, sinó que pren com a referència la diferència entre el diàmetre exterior (del tub) i l'interior (efecte venturi), anomenat proporció del diàmetre i representat amb el símbol de β . Per tant, el càlcul d'aquesta proporció entre diàmetres es veu representada a l'equació 3.1, amb un rang de valors sense unitats que oscil·la entre el 0 i 1, tot i que a la gràfica únicament es prengui del 0 al 0,8.

$$\beta = \frac{\text{Diàmetre interior}}{\text{Diàmetre exterior}} = \frac{\text{Diàmetre venturi}}{\text{Diàmetre tub}} \quad (3.1)$$

Aquesta mida del diàmetre és una de les variables principals del problema i la qual es modificarà per tal de ser adaptada segons les necessitats del sistema. Però aquesta modificació vindrà determinada per la disminució o augment d'un determinat valor de β (relació entre els diàmetres), que s'establirà un cop s'hagi comprovat el funcionament del sistema al CFD. De forma inicial s'establirà un valor fixe de la relació entre diàmetres i s'obtindrà la mesura de l'efecte venturi corresponent, ja que el valor del diàmetre exterior ve fixat per la mida del tub del qual es disposa al laboratori.

Establint els valors inicials del projecte, es pot determinar que:

- Es suposarà el tub com un broquet o tovera de flux (*flow nozzle*), ja que es el model que més s'aproxima a l'orifici que es realitzarà al sistema.
- El diàmetre del tub circular és fixe amb un valor de 0,114 m.
- La relació entre diàmetres β s'establirà inicialment a 0,25, per tal de garantir certes pèrdues.
- Es calcularan els cabals segons els intervals definits a la gràfica del ventilador.
- La pressió atmosfèrica és de 101325 Pa.

Primer de tot, i observant la gràfica de la figura 19 es pot veure com la línia de referència pel sistema estudiat és la d'un tub amb broquet o tovera de flux (*flow nozzle*). Tot i no ser exactament el que s'aplica al sistema d'aquest projecte, és el que més s'aproxima. El motiu pel qual s'ha realitzat l'efecte venturi únicament amb un orifici i no amb una reducció gradual del diàmetre amb un cert angle, és degut a que la intenció del projecte és poder modificar aquest diàmetre de forma fàcil i senzilla. No es viable la construcció completa d'un tub amb diferents angles o obertures, però si la utilització de plantilles amb diferents diàmetres que es puguin introduir a través d'una ranura específica al tub. A l'apartat 4 del disseny de la geometria del sistema s'expandirà més aquest plantejament.

Per tant, observant la gràfica i tenint com a referència que la β petita entre 0,2 i 0,3 per tal de garantir certes pèrdues que facilitin una depressió considerable a l'efecte venturi generat per l'orifici, s'estipula una beta intermèdia de $\beta = 0,25$. Si projectem aquesta β , coincideix amb la corba del tub amb broquet o tovera de flux (*flow nozzle*) per un valor lleugerament superior a 90%. Per tal de tenir present que no és exactament una tovera, es rebaixa una mica aquestes pèrdues fins als 90%. Aquest valor, al igual que el diàmetre que genera l'efecte venturi serà aplicable per a tots els diferents cabals que conformen la corba del sistema que es vol obtenir. Apliquem l'equació 3.1 anteriorment plantejada per determinar el valor del diàmetre venturi, tal i com es veu a la equació 3.2.

$$\text{Diàmetre venturi} = \beta * \text{Diàmetre tub} = 0,25 * 0,144 = 0,0285 \text{ m} \quad (3.2)$$

Gràcies a saber els diàmetres del tub i del venturi, es pot calcular l'àrea completa dels dos diàmetres per on passarà el flux d'aire, tal i com es veu a l'equació 3.3 i 3.4.

$$\text{Àrea tub} = \pi * \left(\frac{\text{Diàmetre tub}}{2}\right)^2 = \pi * \left(\frac{0,144}{2}\right)^2 = 0,01021 \text{ m}^2 \quad (3.3)$$

$$\text{Àrea venturi} = \pi * \left(\frac{\text{Diàmetre venturi}}{2}\right)^2 = \pi * \left(\frac{0,0285}{2}\right)^2 = 0,00064 \text{ m}^2 \quad (3.4)$$

A continuació i fins la finalització d'aquest apartat es realitzarà un exemple del càlcul per un sol cabal per tal d'obtenir la pressió del sistema associat a aquest, suposant únicament un punt de la corba. Es repetirà aquest procés pels diferents cabals que conformen la corba del ventilador.

El cabal concret d'aquest exemple serà de 1,25 m³/min o 0,025 m³/s. Per tal d'obtenir la pressió desitjada s'han d'aplicar Bernoulli, considerant el principi de conservació d'energia, el qual implicarà que l'energia a l'interior del tub (on està situat l'efecte venturi) serà igual a l'energia a la sortida, tal i com es veu a les equacions 3.5 i 3.6.

$$\text{Energia sortida}_1 = \text{Energia venturi}_2 \quad (3.5)$$

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{P_2}{\gamma} \rightarrow \frac{\left(\frac{Q_1}{A_1}\right)^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} = \frac{\left(\frac{Q_2}{A_2}\right)^2}{2 \cdot g} + \frac{P_2}{\rho \cdot g} \quad (3.6)$$

Q (m³/s): Cabal volumètric, Q₁ sortida = Q₂ venturi

A (m²): Secció del diàmetre, A₁ sortida, A₂ orifici venturi

g = 9,81 m/s²: Gravetat

γ = ρ·g: Pes específic

ρ = 1,27 N/m³: densitat

P (Pa): Pressió absoluta, P₁ sortida = 101325 Pa, P₂ orifici venturi = ?

v (m³/s): Velocitat del fluid, v₁ sortida, v₂ orifici venturi

D'aquesta última equació l'únic valor que es desconeix és la pressió P₂ a l'interior del tub situat al venturi, tal i com es pot observar a l'equació 3.7. Per tant, s'haurà d'aïllar aquesta P₂ de l'equació, obtenint el resultat següent:

$$\frac{\left(\frac{0,025}{0,01021}\right)^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{101325}{1,27 \cdot 9,81} = \frac{\left(\frac{0,025}{0,00064}\right)^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{P_2}{1,27 \cdot 9,81} \rightarrow P_2 = 101234,72 \text{ Pa} \quad (3.7)$$

El resultat de la pressió per aquest determinat cabal al venturi es de 101235,72 Pa. Amb aquest valor es pot obtenir la pressió a l'entrada, concretament just després del ventilador, secció en el qual es podrà igualar amb la corba del ventilador per tal de trobar un punt de funcionament al sistema.

Per tal de trobar la pressió al ventilador, és a dir, la pressió a l'entrada del sistema es pot relacionar matemàticament la pressió anteriorment trobada del venturi P_2 , la pressió de sortida P_1 i les pèrdues de pressió en tant per u, tal i com es veu a les equacions 3.8 i 3.9.

$$P_3 = \frac{P_1 - P_2}{\Delta P\%} + P_2 \quad (3.8)$$

$$P_3 = \frac{101235,72 - 101325}{0,9} + 101325 = 102206,11 \text{ Pa} \quad (3.8)$$

El resultat obtingut de P_3 de 102206,11 Pa fa referència a la pressió absoluta. Si es vol obtenir el valor relatiu o estàtic de la P_3 , simplement s'ha de restar per 101325 Pa de la pressió atmosfèrica, tal i com es veu a la formula 3.9.

$$P_3 = 102206,11 - 101325 = 881,11 \text{ Pa} \quad (3.9)$$

El punt final a on es situarà la pressió a la corba que s'ha de traçar per un cabal hidràulic de 0,025 m³/s serà a 881,11 Pa.

Aquest procediment es repeteix per als diferents cabals, obtenint la taula 3 que s'observa a continuació.

Cabal hidràulic (m³/min)	Cabal hidràulic (m³/s)	Pressió estàtica (Pa)
0	0	0
0,5	0,008333	97,90
1	0,016667	38,50
1,5	0,025	881,11
2	0,033333	1566,42
2,5	0,041667	2447,53
3	0,05	3524,44
3,5	0,058333	4797,15

Taula 3. Taula numèrica del cabal i pressions del sistema.

A partir de la taula, al igual que s'ha fet la gràfica del ventilador, es traça la gràfica del sistema que hem calculat anteriorment, representada a la figura 20.

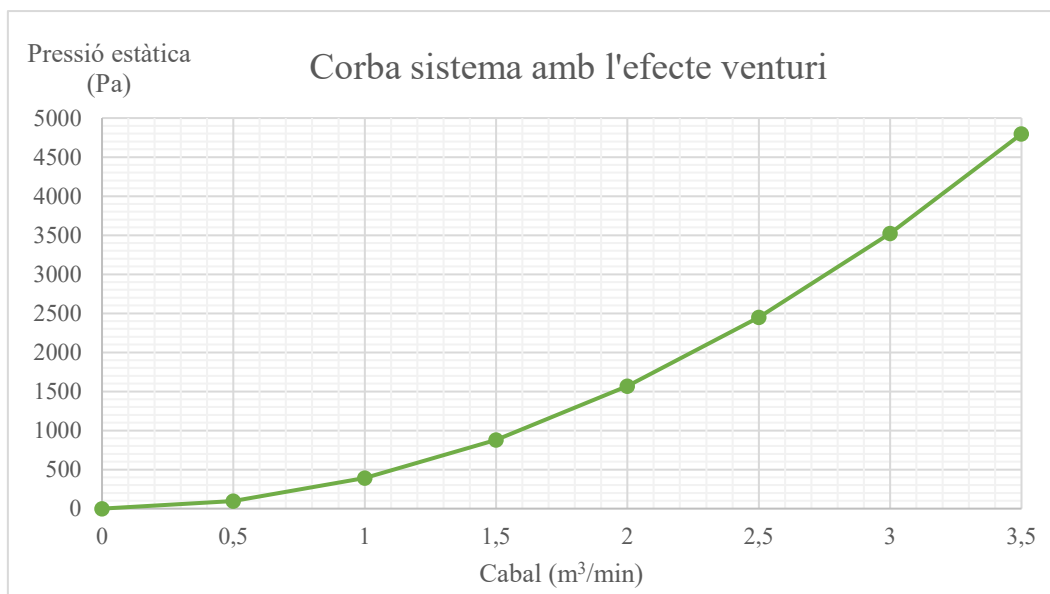


Figura 20. Gràfica del càlcul del sistema estudiat.

3.6 Punt de funcionament del sistema

A partir la corba facilitada pel fabricant del ventilador i la calculada pel sistema es pot trobar el punt de funcionament adequat per a construir el 3D i posteriorment l'estudi CFD.

La gràfica 21 mostra únicament la focalització d'aquest punt de confluència entre les dues corbes.

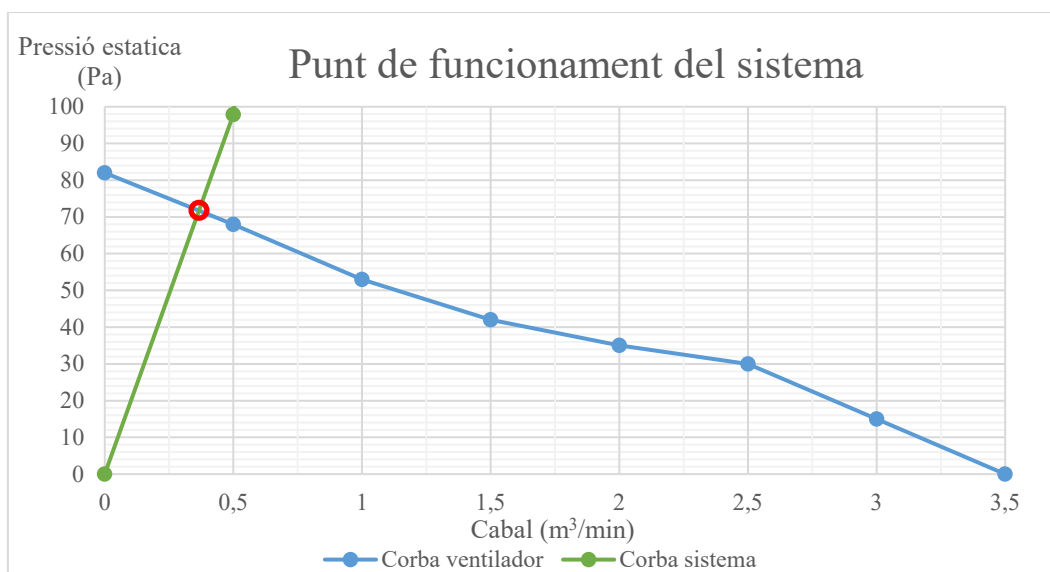


Figura 21. Gràfica focalitzada al punt de funcionament del sistema amb el ventilador utilitzat.

Si s'observa la gràfica 21 es pot determinar que el punt de funcionament correspon als valors de pressió de 72 Pa i amb un cabal hidràulic de 0,3473 m³/min o 0,005788 m³/s.

Per tant, el ventilador ha de proporcionar un cabal de 0,3473 m³/s al sistema. Amb l'equació 3.10 es pot trobar la velocitat mitja a la que es mourà l'aire a l'interior del tub suposant que la densitat és constant durant el temps, és a dir, que és un fluid incompressible.

$$v_3 = \frac{Q}{A} = \frac{0,3473}{0,01021} = 0,5671 \text{ m/s} \quad (3.10)$$

Quan es realitza l'anàlisi CFD de la geometria, s'haurà d'observar si a l'interior del tub, a una secció just després del ventilador, hi ha present una velocitat pròxima a aquests 0,5671 m/s, amb valors de cabal propers a 0,005788 m³/s i pressions aproximades de 72 Pa. D'aquesta manera es podrà comprovar que els resultats que hem obtinguts amb el CFD s'aproximen al anàlisi teòric anteriorment plantejat.

Cal aclarir, que la precisió d'un programari CFD no únicament depèn de les entrades de variables i constants, també del mallat, models de càlcul utilitzats i iteracions realitzades, entre molts altres aspectes que repercuteixen directament en els resultats obtinguts, pel que el valor resultant es pressuposa que tindrà un marge d'error relatiu respecte el teòric.

Per tal d'observar aquest el marge d'error, es té pensat posteriorment utilitzar el cabal al punt de funcionament de $Q = 0,005788 \text{ m}^3/\text{s}$, per exemple, per comprovar diferents mètodes resolutius i comparant-los entre ells, observant quin és el que s'aproxima més a aquest valor teòric de referència. Els valors hauran de ser mesurats a poca distància del primer ventilador, ja que es on se situa el punt de funcionament del sistema referent al ventilador de l'entrada. És especialment important aquest cabal, ja que tot i tractar-se d'un model simplificat (no té per exemple la presència del segon ventilador o la contracció final a la sortida), la part inicial prèvia a l'orifici que genera l'efecte venturi, just després del ventilador d'entrada, és idèntica al model final, permetent validar models de forma precisa.

4 DISSENY DE LA GEOMETRIA

4.1 Plantejament de la geometria

La geometria del sistema és bàsica per poder obtenir uns resultats el més pròxims a la realitat. Es per això que no únicament es dissenyarà el model en 3D, sinó que es fabricarà un prototip al laboratori en el pròxim capítol, que corrobore que la construcció d'aquest sistema es viable amb materials reciclats o de baix pressupost.

La intenció de demostrar que el model es pot construir, fa que molts valors de referència, com pot ser el diàmetre del tub per on circula l'aire, vinguin determinats en funció del què es disposa al laboratori.

Primer de tot cal determinar el programari per a realitzar el disseny en 3D i les posteriors modificacions. Les opcions més utilitzades per a realitzar aquests models són: SolidWorks, Solid Edge o PTC Creo Parametric 2.0. D'aquests tres, s'ha triat el SolidWorks degut al seu fàcil accés per estudiants i el domini previ d'aquest programari gràcies a assignatures realitzades durant la carrera.

Un cop seleccionat el programari, en primer terme s'ha tingut en lloc de la disposició finalitzada del model de ventilador en 3D que es va realitzar en l'apartat 3.2.1. Amb aquest model inicial de referència, s'extrudirà un tub cilíndric amb el diàmetre dels tubs que s'ha pogut obtenir al laboratori i es col·locaran els dos ventiladors a les posicions indicades: un, a l'inici del tub per absorbir l'aire que s'introduirà a l'interior, i l'altre, situat al extrem oposat, per extreure i facilitar l'arribada de la barreja (aire i gas dièsel) a un cabalímetre que permetrà l'obtenció dels valors de cabal màssic que hi ha a la sortida.

L'orifici que genera l'efecte venturi es situarà a una distància aproximadament equidistant entre l'entrada i sortida del tub, i seguidament a aquest, un cànula que injectarà el gas dièsel a l'interior del sistema. L'orifici del model experimental es modificarà a través de plantilles extraïbles i intercanviables amb de diferents mides de diàmetre, que s'introduiran a través d'una ranura semicircular al tub. Al model SolidWorks, en canvi, únicament es modificaran de forma directe la mida dels diàmetres, sense necessitat d'utilitzar les plantilles.

Un cop obtingut aquest model bàsic en 3D, es podrà començar a construir al laboratori les bases del model que es vol estudiar, adaptant certes modificacions segons els inconvenients a l'hora d'implementar els plànols teòrics a la realitat.

Quan es comprovi que el model 3D efectivament pot ser construït, faltará un últim pas imprescindible per tal d'exportar aquesta figura del sistema al programari del CFD. La figura ha de representar al fluid, no el model constructiu del sistema. Aquest fet es relativament desconegut per la gent que no treballa normalment amb aquest programari, i és que la figura sòlida estudiada ha de representar l'espai interior on es mou el fluid, i no pas el disseny de l'estructura. A l'apartat 4.3 s'explicarà més en detall.

4.2 Disseny del sistema

4.2.1 Tub d'aire

Primer de tot s'ha d'implementar el tub per on circularà l'aire al sistema. Es parteix de la referència geomètrica de la que ja es disposa com és el disseny del ventilador, tal i com es veu a la figura 22.

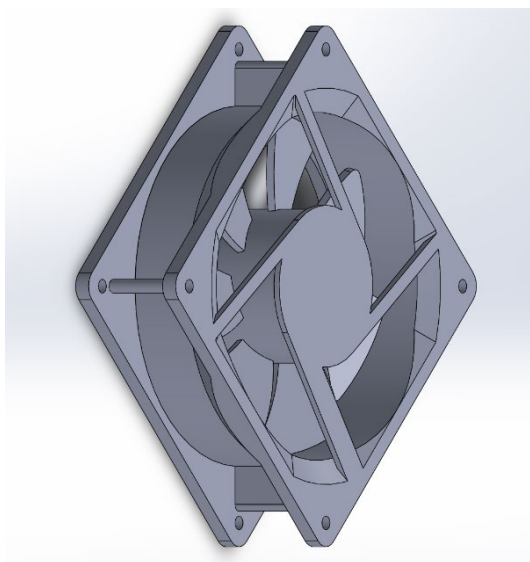


Figura 22. Model 3D del ventilador utilitzat.

Seguidament es dissenya un tub amb un diàmetre interior de 119 mm, amb un gruix de 3 mm que genera un diàmetre exterior de 125 mm. Aquestes mesures descriuen el tub del que es disposa al laboratori i que es pren com a referència per dur el posterior anàlisi. La llargada total d'aquest tub es determina en 998 mm.

El tub adaptat al ventilador és el que mostra la figura 23.

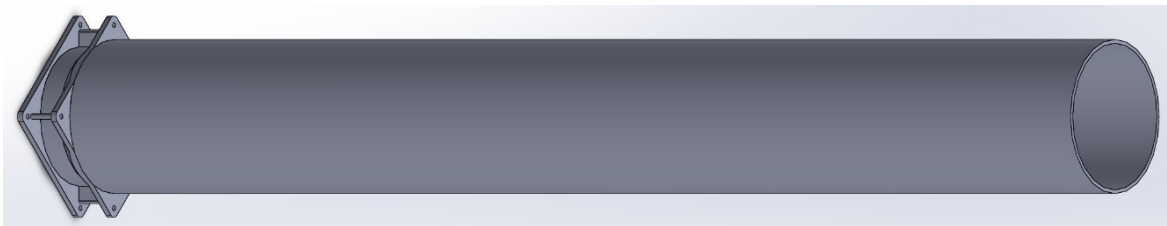


Figura 23. Tub d'aire del sistema.

4.2.2 Ranura i plantilla de l'orifici que genera l'efecte venturi

Tot i que per el disseny en 3D del sistema, la ranura i la plantilla no seran necessàries, s'ha realitzat per tal de tindre una referència pel posterior prototip experimental realitzat al capítol 5.

En el tub s'ha de construir la ranura per on s'introduirà la plantilla amb els diferents diàmetres de l'orifici que originarà l'efecte venturi. Per això, es crearà la ranura a una distancia aproximada de 743 mm respecte l'inici del tub al ventilador. Aquesta mesura ve determinada pel fet d'estar a suficient distancia per a que l'aire provinent del ventilador s'hagi estabilitzat i afavoreixi el pas d'aquest aire per l'interior de l'orifici, sense estar massa pròxim a la sortida del tub. El gruix d'aquesta ranura serà el mateix que el de la plantilla que s'introduirà, amb un valor corresponent a 3 mm. A la figura 24 es pot observar la ranura realitzada al tub.

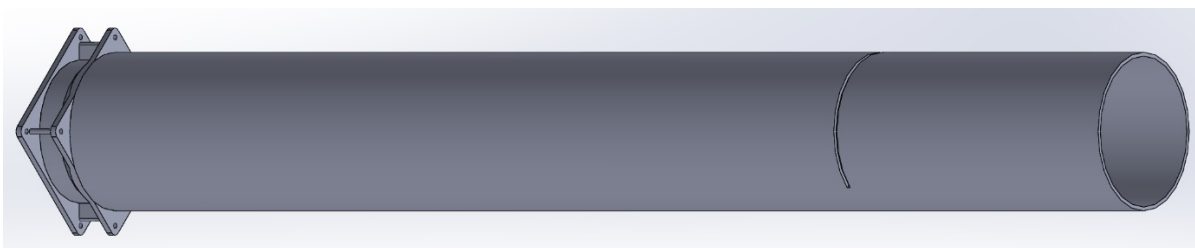


Figura 24. Tub d'aire amb la ranura corresponent on s'introduirà la plantilla.

A la figura 25 s'observa la plantilla amb l'orifici del diàmetre de 28,5 mm calculat a l'equació 3.2 del apartat 3.5, centrat en el semicercle.

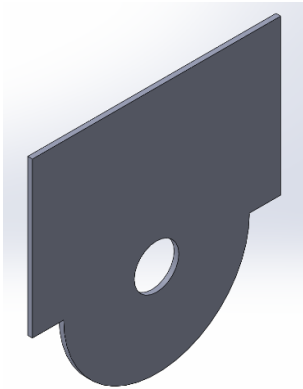


Figura 25. Plantilla amb l'orifici que genera l'efecte venturi.

La plantilla permet introduir a la ranura del tub diferents mides de diàmetres de forma senzilla i pràctica, permetent l'assaig de diferents proves experimentals sense necessitar una modificació substancial de la geometria.

Aquest encaix entre la plantilla i la ranura corresponent es pot observar de forma més clara a les figures 26 i 27.



Figura 26. Tub d'aire amb la plantilla de l'orifici que genera el venturi encaixada.



Figura 27. Tub d'aire amb la plantilla de l'orifici que genera el venturi desenganxada.

La visualització respecte un altre angle de la figura, permet observar l'interior del tub per on circularà el fluid, tal i com es veu a la figura 28.

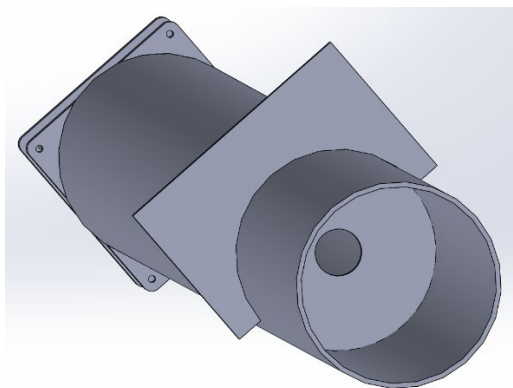


Figura 28. Interior del tub d'aire amb la plantilla instal·lada.

La geometria corresponent al flux del fluid basada en aquesta és la que s'haurà d'adaptar al model CFD.

4.2.3 Cànula o tubet d'injecció del gas dièsel

Finalment, l'última característica del disseny en 3D és la presència d'una cànula o tubet posterior a l'orifici, per on s'injectarà el gas dièsel provinent del tub d'escapament. El diàmetre d'aquesta cànula, al igual que el diàmetre del tub d'aire del sistema, s'ha basat en els components dels que ja es disposa al laboratori. El diàmetre interior del tub per on circularà el gas dièsel es de 5 mm amb un gruix d'1 mm. El tub d'entrada del gas està situat a 30 mm de la posició de l'orifici que origina l'efecte venturi, encara que podria ser modificable si els resultats posteriorment obtinguts no fossin del tot viables.

A la figura 29 es pot observar la col·locació, mida i forma de la cànula o tubet en qüestió.

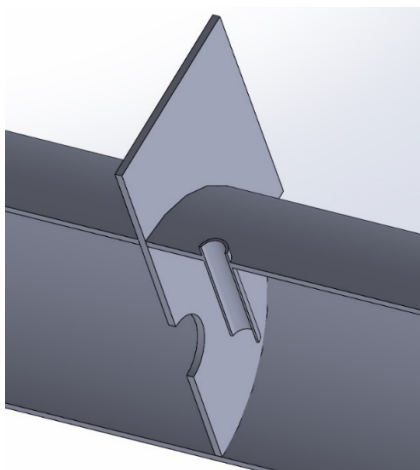


Figura 29. Cànula o tubet per on s'injecta el gas dièsel.

4.2.4 Ventilador a la sortida o outlet

Per tal de facilitar la circulació de la barreja de gas dièsel i aire a la sortida del tub s'inclourà un altre ventilador del mateix model, velocitat i sentit rotacional que el de l'entrada. Aquest estarà situat just al final del tub que s'ha dissenyat. A la figura 30 es pot observar la inclusió d'aquest nou ventilador.



Figura 30. Implementació del segon ventilador a la sortida del tub.

4.2.5 Implementació del cabalímetre i sensor

Tal i com es va explicar en el apartat 3.3, el cabal màssic es una variable molt important per al sistema. El fet de recollir aquesta informació es clau per l'anàlisi del projecte. Es per això que es imprescindible la col·locació d'un cabalímetre just després del segon ventilador anteriorment citat. És en aquesta posició on un cop es recullen les informacions del cabal, s'ha d'instal·lar el sensor de partícules ambientals, que mesurarà la contaminació.

Per tal de que les mesures d'aquest cabal màssic siguin les adients, s'ha de reduir el diàmetre del tub per ajustar-lo al cabalímetre i al posterior sensor de partícules. A la figura 31 es pot observar l'adaptació d'aquest sistema, basant-nos, al igual que els anteriors apartats, en materials ja presents al laboratori.

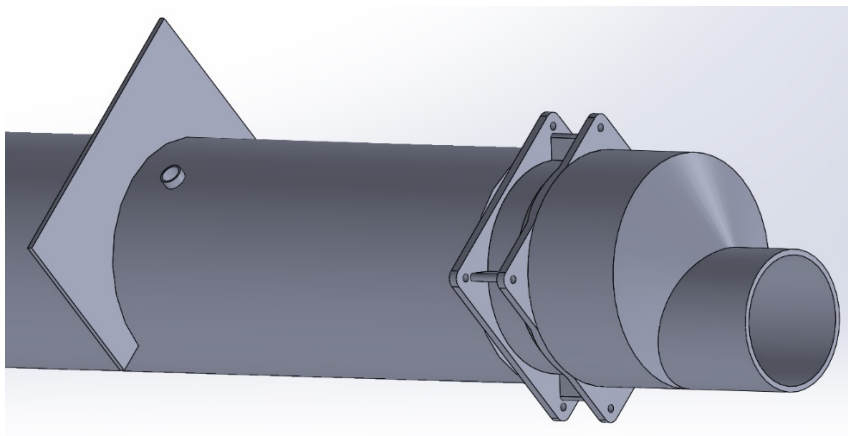


Figura 31. Representació geomètrica de la reducció del diàmetre previ al cabalímetre i sensor.

Per veure-ho encara amb més detall es pot realitzar un tall interior per observar el recorregut que seguirà la barreja just abans d'arribar al cabalímetre i sensor de partícules, que correspon a la figura 32.

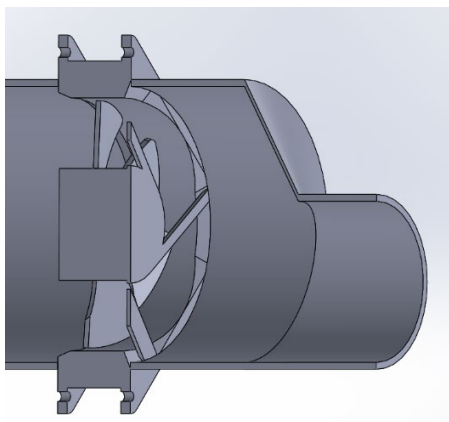


Figura 32. Tall sobre la sortida de la barreja del sistema i posterior entrada al cabalímetre o sensor.

4.2.6 Disseny geometria final

La figura 33 mostra el resultat geomètric final després d'implementar totes les característiques necessàries explicades als apartats anteriors.



Figura 33. Disseny complet del 3D del projecte.

A la figura 34 es pot observar el tall a l'interior de tot el sistema, permeten veure amb claredat el recorregut complet de l'aire, la injecció del gas dièsel provinent del tub d'escapament i la posterior barreja resultant d'aquesta dilució.

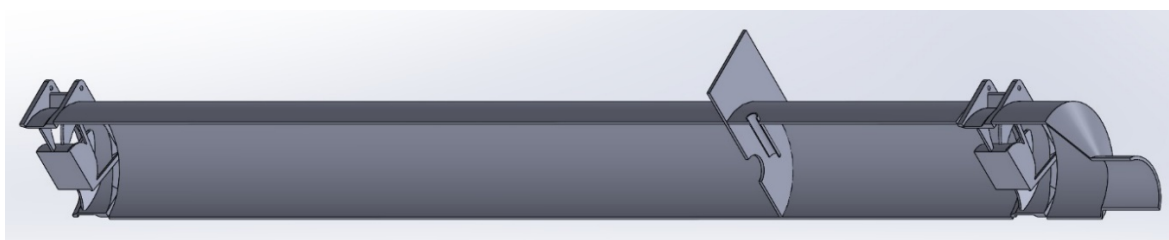


Figura 34. Tall del disseny complet del 3D del projecte.

Descrivint el recorregut del aire i basant-se en la figura anterior, inicialment entrarà pel ventilador situat a l'esquerra provinent del exterior. Es veurà concentrat a una certa distància un cop arribi a l'orifici que genera l'efecte venturi, on posteriorment a ell s'injectarà el gas dièsel a través de la cànula. És en aquest punt on es produirà la dilució dels dos gasos, facilitant l'arribada d'aquesta barreja, a través d'un segon ventilador a la sortida, al cabalímetre o sensor de partícules.

Gràcies a la mesura del cabal volumètric a la sortida del sistema es podrà determinar com d'efectiu pot ser la mesura del sensor de partícules que posteriorment s'instal·larà. La presència dels dos ventiladors facilitarà el moviment del fluid al llarg del tub, reduint així possibles problemàtiques amb la velocitat a l'interior del sistema. Les plantilles mostrades a l'apartat 4.2.2, permetran que el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi es pugui variar per tal de regular el cabal d'entrada del gas d'escapament sense necessitat de modificar la geometria completa. Aquest fet facilitaria enormement les proves experimentals en cas de que es poguessin realitzar.

4.3 Adaptació de la geometria per a l'estudi CFD

Per tal de poder realitzar l'estudi CFD (Computational Fluid Dynamics), la geometria obtinguda a l'apartat 4.2.6 no serà viable. S'haurà d'adaptar aquesta geometria per tal de que representi amb la seva forma no el contorn del tub i components que formen el sistema, sinó el recorregut del fluid que circula a l'interior.

4.3.1 Ventiladors

Primer s'haurà d'ajustar el disseny fluidomecànic dels ventiladors, per tal de que el CFD pugui definir-los com a tal. Es una de les parts més importants del sistema ja que es la que generarà l'entrada a una certa velocitat del aire exterior a l'interior del tub, i permetrà amb el ventilador a la sortida, la correcta arribada de la barreja al cabalímetre que mesurarà el seu cabal màssic així com al sensor posterior que determinarà la mida, proporció i quantitat de partícules de la barreja.

Per tal d'obtenir aquest disseny primer hem d'aïllar les aspes i l'eix del ventilador prescindint de l'estructura que el suporta, tal i com es veu a la figura 35.

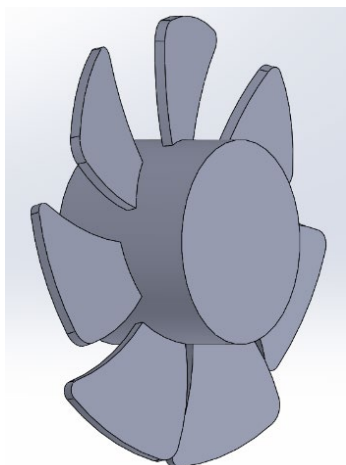


Figura 35. Eix i aspes del ventilador.

Un cop aïllat, es genera primer de tot una extrusió d'un cilindre amb un diàmetre lleugerament superior al de les aspes, que representarà l'espai per el qual es mourà el aire a l'interior del ventilador. S'ha d'especificar al duu a terme l'extrusió que el resultat no es fusioni entre ells, sinó que segueixin representat dues geometries diferents però superposades.

Un cop realitzada la superposició, cal combinar aquestes dues geometries per tal sostreure una respecte l'altre. Es pren com a sòlid principal, l'extrusió massissa cilíndrica, i com a sòlids restants la geometria pròpia del ventilador (eix i aspes únicament). Per tant, el resultat final booleà és un buit a l'interior del cilindre extruït que correspon exactament a la geometria del ventilador.

A la figura 36 s'observa com es el resultat de la geometria un cop s'ha realitzat el procediment anteriorment descrit.

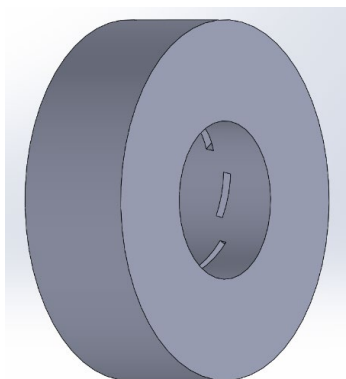


Figura 36. Cilindre extruït amb el buit booleà corresponent al eix i aspes del ventilador.

A la figura anterior no s'acaba de visualitzar el contorn de les aspes. Per observar-les amb més detall el es pot analitzar la figura 37, la qual suposa un tall a la geometria anterior.

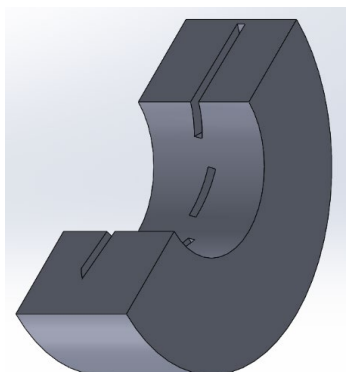


Figura 37. Tall del cilindre extruït.

S'observa com el pas del aire entre les aspes es durà a terme al llarg d'aquestes, però també per un petit orifici superior que ve delimitat per la diferencia entre el diàmetre interior i exterior del propi ventilador. Es en aquest punt on es concentraran les velocitats màximes del sistema. Tot i això, la velocitat que ens interessarà i que es compararà amb el model computacional serà la de la sortida del ventilador, un cop aquest aire s'hagi estabilitzat.

4.3.2 Geometria booleana del sistema CFD

Per realitzar aquest procediment, existeixen diverses formes. Refer manualment tot el disseny tenint present el recorregut de l'aire i barreja interiors tenint present les mides del disseny experimental anteriorment exposat. L'altre opció més directe, seria realitzar una superposició booleana d'una extrusió total de la mida del sistema, tal i com s'ha fet al anterior apartat pels ventiladors, polint posteriorment les superfícies exteriors de la geometria que no conformen el fluid interior del tub.

A diferència del ventilador, el disseny total del sistema conté més condicionats que dificultaran aquest procés, tal i com es pot veure a la figura 38.

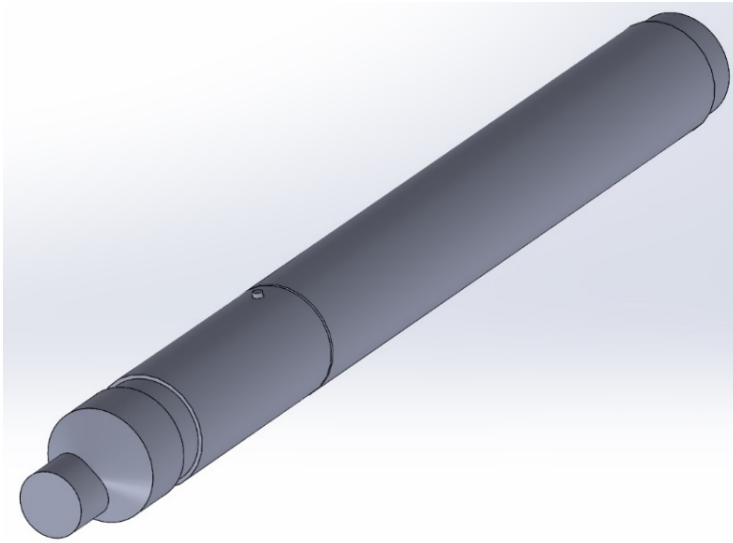


Figura 38. Model 3D del sistema CFD.

4.3.3 Simulació del aire ambient a l'entrada

Finalment i com addició al model anterior, s'inclourà una nova geometria a l'entrada del ventilador corresponent a la figura 39.

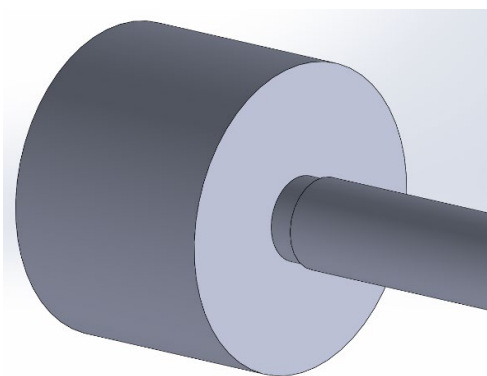


Figura 39. Cilindre que simula l'ambient a l'entrada.

La geometria representa l'espai ambient, per tal de que el ventilador d'entrada pugui simular l'absorció d'aquest aire a pressió atmosfèrica i introduir-lo a l'interior del tub. La mida i forma no serà determinant sempre que sigui varies vegades la mesura del diàmetre del tub, però tampoc pot ser massa voluminós ja que consumiria un temps de càlcul al CFD molt elevat. S'ha decidit utilitzar un cilindre massís de 400 mm, suficientment extensa per simular l'aire ambient exterior.

4.3.4 Geometria final prèvia a l'exportació

La geometria final inclou els models 3D realitzats als apartats 4.2.2 i 4.2.3, corresponent a la figura 40.

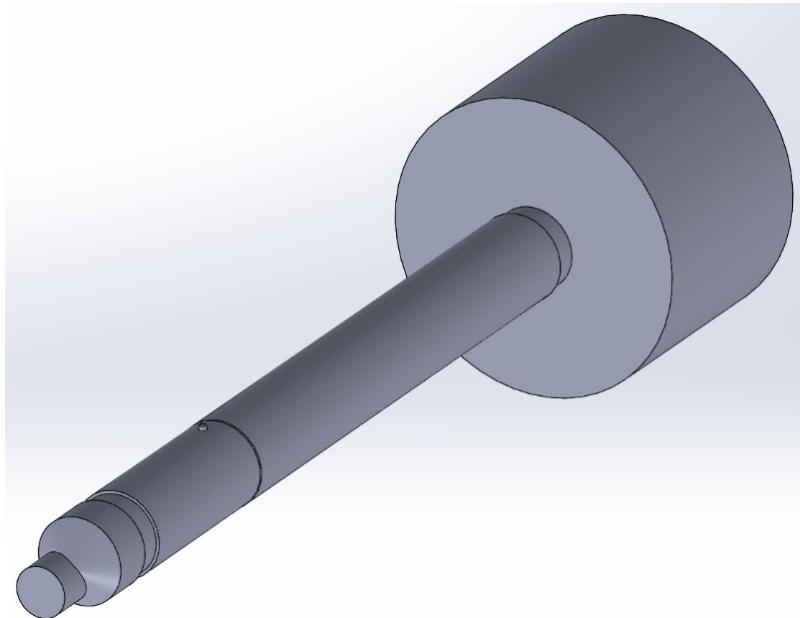


Figura 40. Geometria final del sistema previ a l'exportació al CFD.

Tot i que ja s'ha explicat amb anterioritat, es repetirà el recorregut i funcionament del sistema tenint present la geometria del fluid i no la de la geometria real.

Tal i com es pot veure a la figura, el cilindre de grans dimensions simularà l'aire existent al laboratori. Les parets del cilindre representaran l'entrada o *inlet* del sistema com a conjunt. L'aire introduït al volum que simula l'ambient serà absorbit pel ventilador, entrant al tub a través dels espais de les aspes giratòries que hem generat en el apartat 4.3.1. L'aire circularà fins arribar a l'orifici, on al model CFD està representat com un cilindre de diàmetre 28,5 mm, que annexionarà els dos cilindres en els que es divideix el tub, previ i posterior a l'orifici. Amb posterioritat a aquesta contracció del aire que provocarà l'efecte venturi, es produirà la injecció del gas dièsel provinent de l'escapament, on es barrejaran els dos gasos fins ser absorbits i posteriorment impulsats pel segon ventilador de sortida. El recorregut final d'aquesta barreja serà la reducció gradual del diàmetre del tub per tal d'adaptar-se a la mida d'un cabalímetre o sensor, situat a la sortida o *outlet* del sistema.

4.4 Disseny del dimensionament inicial

Un cop es té present la geometria final del sistema, i com ha de ser la seva adaptació al CFD, es crearà una geometria més simplista corresponent a un dimensionament inicial del disseny, que podria ajudar, com a primera aproximació, a la fabricació posterior del model experimental, tal i com es veu a la figura 41. S'ha optat per generar-la directament adaptada al CFD.

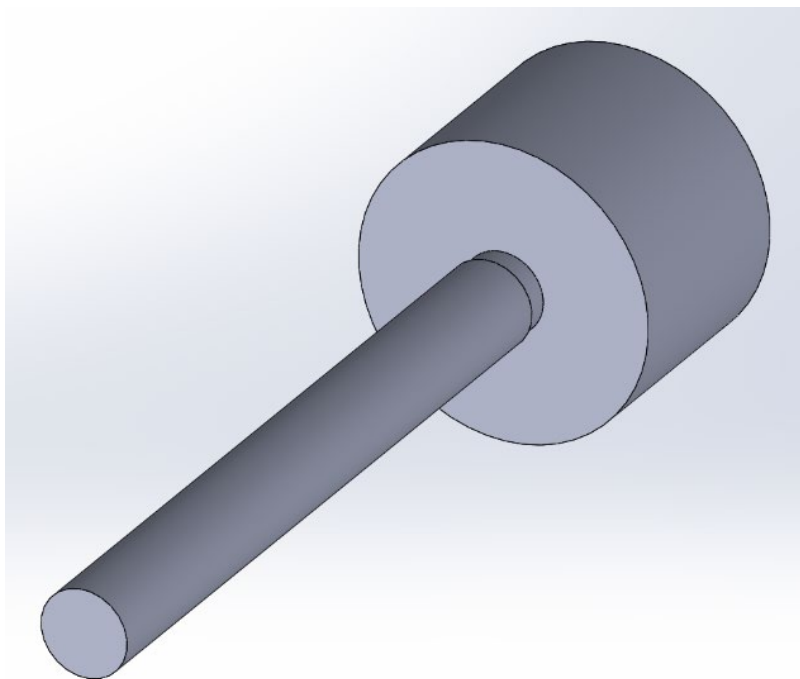


Figura 41. Disseny en 3D adaptada al CFD del dimensionament inicial.

Amb els resultats d'aquest model experimental més simplificat que la geometria final, es podrà comprovar fàcilment valors computacionals de forma més ràpida i concisa, permetent corroborar que la realització del procés està essent la correcta, per ser extrapolats posteriorment a la geometria final. S'utilitzarà aquesta geometria ja que no té la complexitat del dimensionament final, el qual presentarà noves adicions com l'orifici que genera l'efecte venturi, la reducció del diàmetre a la sortida o la presència del segon ventilador, fets que, per exemple, no afectarien significativament al mallat.

4.5 Subdivisió dels sòlids del model

Tan pel dimensionament final com l'inicial, s'haurà de subdividir el model únic actual en diferents sòlids per tal de que el programa CFD pugui considerar-los com a entitats diferents. Per a dur a terme aquest procés, s'utilitza una operació del SolidWorks anomenada partició. Amb aquesta eina es pot subdividir a conveniència, en diferents sòlids, una geometria compacta.

A la figura 42, el dimensionament final quedaria subdividit en sòlids diferents.

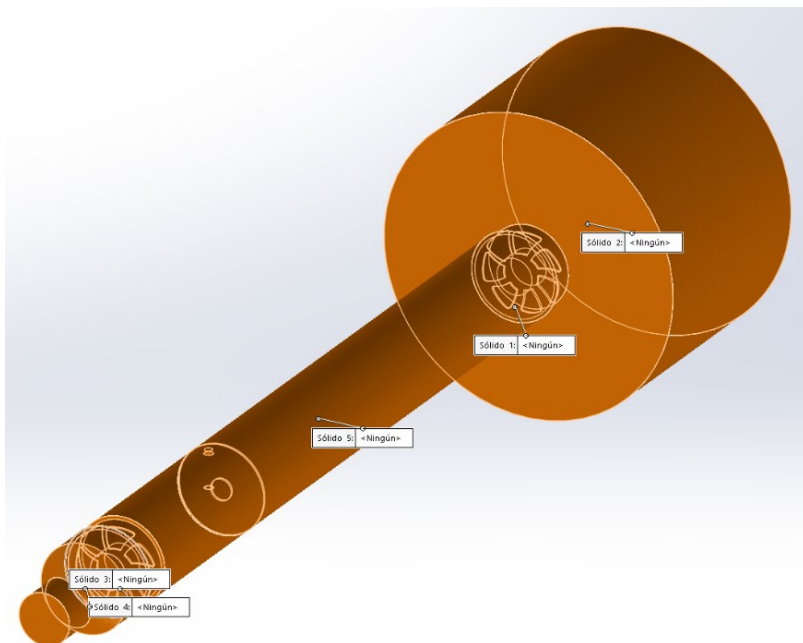


Figura 42. Subdivisió dels sòlids en el dimensionament final en diferents entitats d'estudi.

Tal i com s'observa a la figura, el sòlid massís s'ha subdividit en 5 parts diferenciades. El sòlid 1 correspon al ventilador a l'entrada o *inlet*, el sòlid 2 a la simulació de l'espai ambient, el sòlid 3 al ventilador situat a la sortida, el sòlid 4 a la reducció del diàmetre per adequar-la al cabalímetre, i finalment el sòlid 5 representa la totalitat del tub per on es mourà l'aire fins al ventilador de sortida, incloent l'orifici on es produeix l'efecte venturi i la posterior entrada del gas.

S'ha optat per no separar el sòlid de la cànula o tubet per on s'injecta el gas dièsel, ja que la separació entre els dos sòlids és únicament el gruix del propi tubet, i pot ocasionar problemes posteriors a l'hora de que el CFD detecti la separació entre les dues entitats i les computi correctament separades. Aquest fet també suposarà un estalvi de càlcul al no diferenciar els dos sòlids, tot i que dificultarà posteriorment a la definició de les condicions de contorn una lectura separada de les dues entitats.

El dimensionament inicial s'ha subdividit en únicament tres sòlids, tal i com es pot visualitzar a la figura 43.

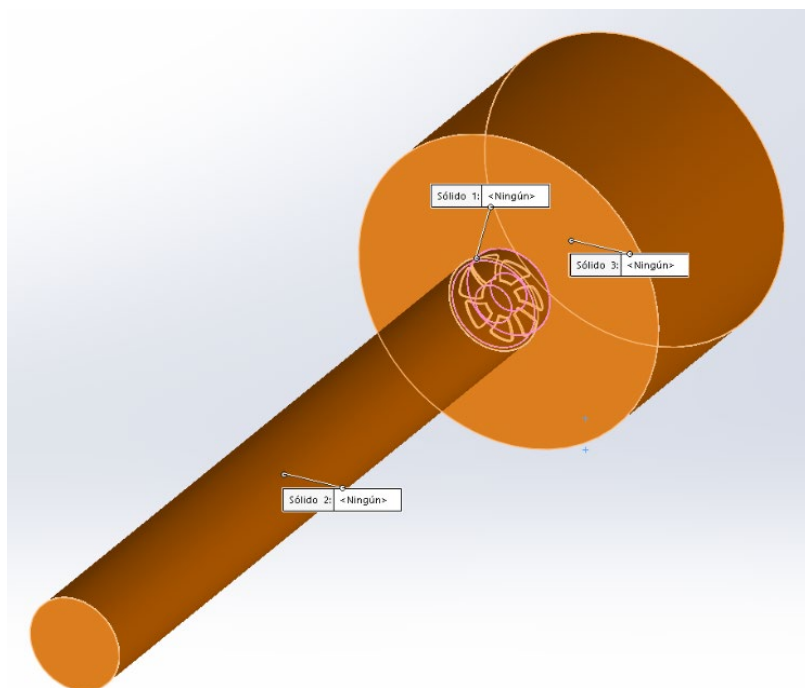


Figura 43. Subdivisió dels sòlids al dimensionament inicial en diferents entitats d'estudi.

Igual que en el cas anterior, el sòlid 1 correspon al ventilador d'entrada i el sòlid 2 a la simulació de l'espai ambient. En aquest cas però, el sòlid 3 correspon al tub, tot i que amb una longitud més reduïda i sense la presència de l'orifici del venturi, la injecció del gas o la reducció del diàmetre prèvia al cabalímetre.

4.6 Tria del format d'exportació al CFD

A partir del model final que s'exportarà, que corresponen a les geometries del dimensionament inicial i final de la figura 40 i 41 respectivament, s'ha de triar quin tipus de format s'usarà per a fer la importació al programa de simulació. Les tres opcions de les que es disposa són: el propi format de SolidWorks, el SLDPRT, o bé, les dues compressions més populars de dissenys en tres dimensions, com són el IGES i el STEP (AP203 o AP214). La informació transmesa d'aquests dos formats és molt semblant, però ambdues menys detallades que el format original de SLDPRT que utilitza el SolidWorks per defecte. A alguns programaris de CFD tenen problemes per falta de compatibilitat amb aquest format, però ANSYS Fluent pot processar-lo perfectament, ja que està integrat amb un programa compatible.

4.7 Anàlisi final previ a l'exportació

Un cop acabada la geometria i decidit el model d'exportació, s'ha repassat un últim cop el model del dimensionament final, per tal de comprovar que no hi hagi punts, especialment a l'interior, que no estiguin correctament definits. Com ja s'ha indicat a l'apartat 4.3, s'ha realitzat la superposició booleana de la geometria de forma directe, pel que l'aparició de defectes pot ser elevada.

Per tal de fer aquesta comprovació s'ha realitzat un tall per l'eix de simetria, representat a la figura 44.

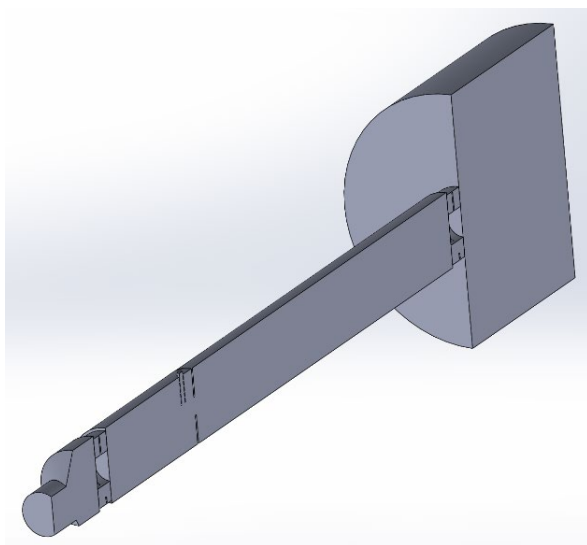


Figura 44. Tall del disseny del sistema per exportar al CFD.

Aparentment, i tot i que la imatge en aquesta captura no es la més precisa per a l'anàlisi exhaustiu, el recorregut del fluid no té ningun impediment per moure's des de l'entrada o *inlet* de la simulació cilíndrica del espai ambient fins a la sortida o *outlet* on estaria situat el cabalímetre o sensor.

Però si que hi ha punts especialment sensibles que cal enfocar des d'una altra posició, tal i com es representa a la figura 45.

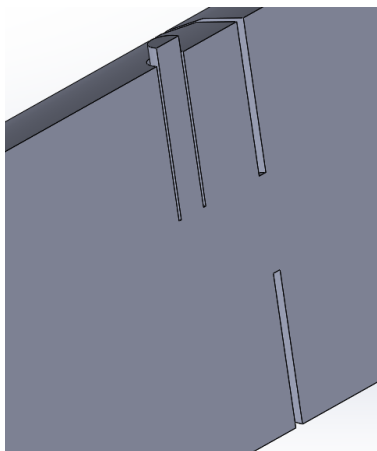


Figura 45. Focalització a l'orifici del venturi i entrada del gas.

Cal observar que l'orifici on es produeix l'efecte venturi està correctament representat, ja que l'espai buit és el que correspon a la presència de la plantilla de plàstic. D'igual forma, l'entrada del gas dièsel que prové del tub d'escapament està representada amb un espai buit corresponent a les parets i gruix del tubet que s'utilitza per dur a terme la injecció del gas a l'interior del sistema.

S'ha d'exposar el fet de que caldrà tornar a editar la geometria amb posterioritat a aquest apartat degut a que s'hauran de modificar certs paràmetres, com el diàmetre de l'orifici on es produeix l'efecte venturi, per tal de provar diferents configuracions. Aquestes modificacions, però, no afectaran a la configuració prèvia al càlcul en el programari CFD, degut a que no són canvis estructurals.

Comprovat que els altres punts de la geometria compleixen amb els paràmetres mínims per a poder realitzar el mallat i posterior anàlisi del model, es procedirà a exportar-lo al programari CFD corresponent per tal de començar l'anàlisi computacional del sistema.

5 PROTOTIP EXPERIMENTAL

5.1 Dimensionament inicial

No confondre aquest dimensionament inicial amb el plantejament del model teòric simplificat. Aquest model inicial únicament esta compost per un dels ventiladors i el tub per on circula l'aire, sense incloure l'efecte venturi (que si representa el model teòric simplificat) ni la injecció del gas dièsel al sistema. És en definitiva el model més simple possible, ideal per a poder fer comprovacions inicials com el disseny del mallat.

La geometria obtinguda al final del apartat 4.2 serveix de referència per realitzar la construcció física al laboratori d'aquest disseny que fins ara únicament era teòric o en 3D. Les mesures dels tubs i peces així com la funció d'aquestes ja s'han indicat al anterior apartat, pel que no s'abordarà de nou tot el procés seguit a l'hora de elaborar la fabricació del model experimental. Aclarir que molts dels valors s'han adaptat en funció dels materials dels que ja es disposava al laboratori, com també es va fer amb el sensor proposat.

Com ja s'ha exposat inicialment, el model experimental no s'ha pogut utilitzar com a referència per motius externs a aquest projecte (exceptuant el valor exposat a l'apartat 5.1.1), fet que hauria permès comparar resultats amb el model computacional. La importància d'aquest model experimental era encara més important en aquest cas concret, pel fet de no disposar d'un model generalista en el qual basar dades bàsiques experimentals d'altres estudis relacionats.

De la mateixa manera, per aquest motiu tampoc es varen poder realitzar moltes de les fotografies que es tenia intenció inicial de capturar pel model dissenyat al laboratori, fent que les imatges mostrades a continuació no representin la totalitat del treball invertit en la seva construcció.

Els components necessaris per realitzar el model experimental són principalment materials reutilitzats d'altres projectes i que estaven ja presents al laboratori. Únicament ventiladors i diversos sensors de velocitat, pressió i cabalímetres havien estat adquirits amb la intenció de que les mesures fossin el més acurades possibles, tot i que finalment aquestes proves no es van poder realitzar.

El dimensionament inicial del model experimental correspon a les figures 46 i 47, on es pot observar des de diferents angles la presència del ventilador a l'entrada, el qual impulsarà l'aire exterior cap a l'interior del sistema, així com el propi tub per on circularà l'aire.



Figura 46. Imatge del model experimental del dimensionament inicial al laboratori.



Figura 47. Imatge del model experimental del dimensionament inicial al laboratori.

A les dues imatges anteriors es pot visualitzar com el tub utilitzat està realment format per dos tubs diferents acoblats per tal d'aconseguir la distància inicialment desitjada. Tot i això, tal i com s'observa al capítol 4, s'ha computat com un únic tub degut a que la diferència entre diàmetres és molt reduïda al exterior (diferent gruix) i l'afectació real al diàmetre interior és pràcticament inexistent.

A la figura 48 es veu més en detall aquest aspecte.



Figura 48. Imatge del model experimental del dimensionament inicial al laboratori.

Per tal d'acoblar el ventilador de forma senzilla a l'entrada del tub s'ha utilitzat unes brides, les quals permeten prescindir de procediments més complexos. S'aprofita un cert desnivell al acoblament entre els diàmetres exteriors dels dos tubs per fixar l'extrem de les brides que permet instal·lar el ventilador. Aclarir que el diàmetre interior dels dos tubs, que és l'important a l'hora de realitzar aquest estudi, segueix sent del 119 mm, tenint els dos tubs diferent gruix.

Per tal de sostenir el sistema s'ha instal·lat a sobre d'una superfície quadrada de fusta amb forats semicirculars del mateix diàmetre dels tubs, subjectats amb unes volanderes metàl·liques, per tal fixar, estabilitzar i anivellar el recorregut del aire a l'interior del tub.

S'han fet altres captures, com les figures 49 i 50, que mostren més en detall la connexió del ventilador continu a un regulador de tensió el qual permetrà modificar el voltatge, i per tant, la velocitat de gir.



Figura 49. Imatge de la connexió del ventilador.

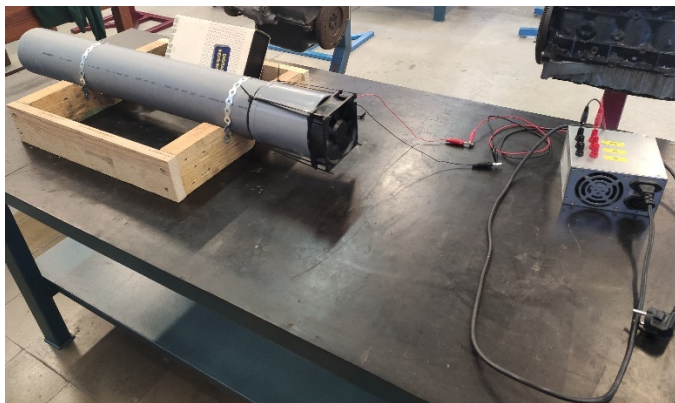


Figura 50. Imatge de la connexió del ventilador.

El fet de regular la velocitat de gir del ventilador permetrà modificar paràmetres d'entrada com és la velocitat del aire al llarg del tub de forma senzilla i eficient, sense requerir canvis substancials a l'estructura prefixada del disseny.

5.1.1 Resultats preliminars experimentals

Degut a motius externs al projecte, l'únic valor experimental que s'ha pogut obtenir ha sigut la velocitat del aire al final del tub en el dimensionament inicial del sistema. Per desgràcia, no es va poder obtenir més proves d'altres valors com la pressió en determinats punts. Tampoc es va poder realitzar les proves amb el dimensionament final, fet que hauria ajudat enormement a la comprovació de molts dels valors que s'obtidran computacionalment amb posterioritat.

El motiu pel qual es disposa de la velocitat a la sortida del tub, i no d'altres valors, és purament casual. És volia comprovar si la viabilitat del model experimental, mesurant la sortida del aire, era raonable. A la figura 51 es pot observar com es va duu a terme la mesura.



Figura 51. Imatge de la mesura de velocitat a la sortida del tub.

El valor de la velocitat obtingut al tub del dimensionament inicial del sistema, tal i com es veu a la figura anterior, dona uns valors aproximats molt pròxims als 5,5 m/s.

S'obté un valor de velocitat molt superior al model simplificat teòric que s'ha calculat al capítol 3, ja que no està present l'orifici que genera l'efecte venturi a l'interior, únicament es tracta en aquest dimensionament inicial del cilindre i el ventilador. A part, aquesta mesura és duu a terme a la sortida del tub i no just a la sortida del ventilador, pel que difícilment es poden comparar els dos valors.

Aquest valor experimental, tot i no ser corresponent a la figura final del projecte, si servirà per tal de comprovar els resultats computacionals, per exemple, tal i com ja s'ha comentat amb anterioritat, a l'hora de fer el mallat per una geometria més simplificada. D'aquesta manera, si es confirma una coincidència elevada amb aquest valor per un determinat mallat, es pot concloure que s'hauria de poder aplicar pel model complet. Això és degut a que el punt més crític de l'anàlisi computacional serà la distància entre les aspes del ventilador i les parets interiors d'aquest, ja que tenen una mida molt reduïda per mallar en comparació al sistema tubular complet. Aquest espai tan reduït estarà igualment present en els dos dimensionaments, pel que es fàcilment exportable d'un a l'altre.

5.2 Dimensionament final

Un cop s'ha comprovat que el dimensionament inicial del model experimental funciona de forma correcta, s'ha procedit a finalitzar el model amb la geometria inicialment plantejada a l'apartat 4.2.6 del projecte per tal de realitzar el dimensionament final. La figura 52 mostra les principals adicions a la geometria plantejada a l'apartat anterior.

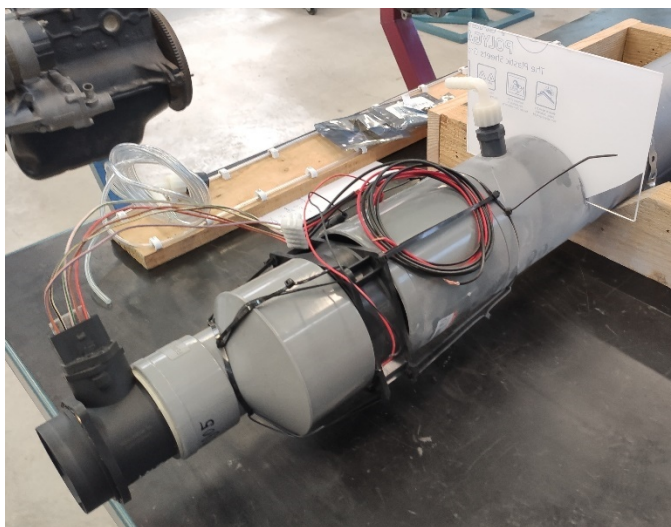


Figura 52. Noves adicions del dimensionament final.

- Nou ventilador situat al final del tub. S'ha instal·lat un tub com el que estava present al ventilador a l'entrada, per allargar la distància respecte l'efecte venturi.
- Ranura a 743 mm de l'inici del tub per tal d'introduir la plantilla de plàstic dur amb el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi. Aquesta plantilla s'ha fet amb un plàstic reutilitzat obtingut al laboratori, el qual permet l'elaboració de més plantilles del mateix material amb diferents diàmetres.
- S'ha implementat la reducció del diàmetre després del segon ventilador per tal de poder el instal·lar el cabalímetre (i posterior sensor) que s'observa amb més detall a la figura 53.

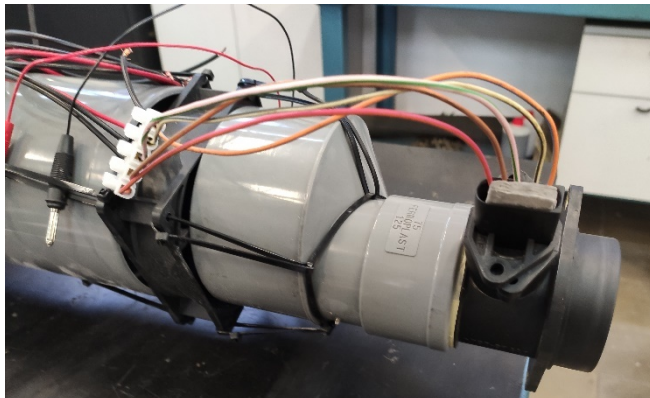


Figura 53. Cabalímetre instal·lat a la sortida del sistema.

- S'ha foradat la part superior just després de l'orifici que origina l'efecte venturi per tal d'injectar el gas dièsel que prové del tub d'escapament.

A la l'esquerra de la figura 54 s'observa el mesurador de pressions previ a la instal·lació al sistema. S'utilitzarà per mesurar la variació de les pressions a l'orifici on es produeix l'efecte venturi.

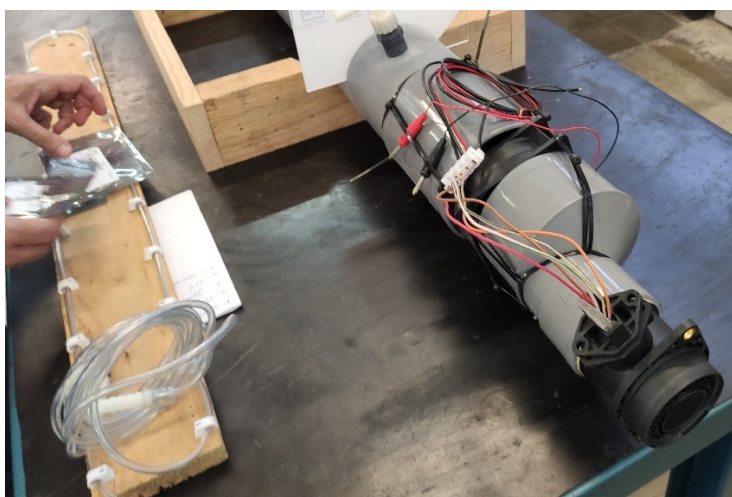


Figura 54. Mesurador de pressions prèvia instal·lació al sistema.

Per afegir certa protecció al ventilador inicial que està exposat directament al exterior, s'ha inclòs una reixa protectora per evitar possibles incidents al manipular experimentalment el sistema, tal i com es veu a la figura 55.



Figura 55. Tapa de protecció del ventilador a l'entrada del tub.

Hi ha altres adicions que es tenien previstes introduir, com pot ser la instal·lació de sensors o cabalímetres no únicament a la sortida o a l'orifici on es produeix el venturi, sinó a altres punts del tub, per tal de poder observar la variació no únicament al punt final o el de barreja. De nou, per motius externs al projecte, aquests sensors no es varen poder incloure en el disseny físic al laboratori.

Finalment, a la figura 56, un cop les adicions exposades s'han implementat al dimensionament inicial, s'obtindrà una geometria força propera a la disseny del dimensionament final plantejat en 3D.

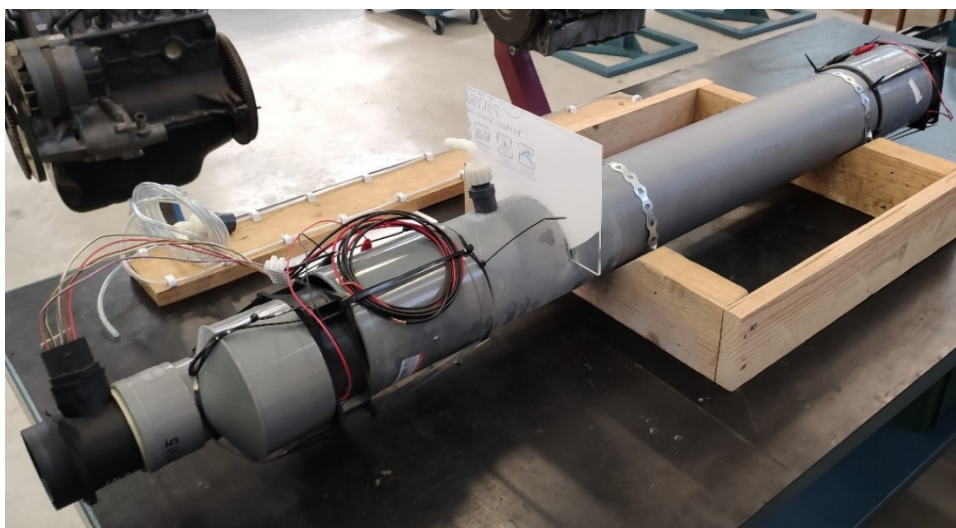


Figura 56. Geometria experimental del dimensionament final.

Per tal de comprovar aquestes similituds del model experimental amb la geometria dissenyada en 3D a l'apartat 4.2.6, es pot examinar la figura 57, la qual mostra una captura en una posició semblant a la fotografia realitzada al laboratori.

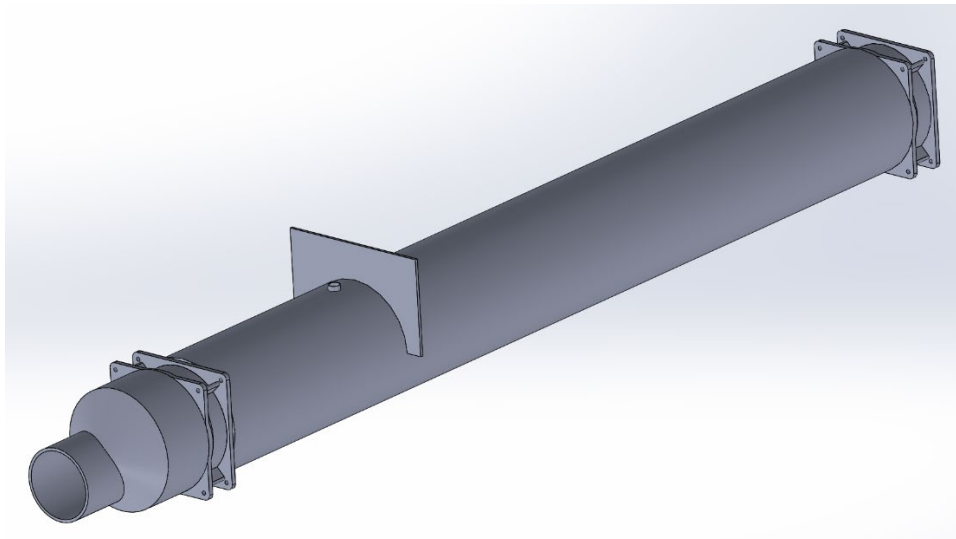


Figura 57. Disseny en 3D del dimensionament final del sistema.

Es pot observar com únicament s'ha reproduït al 3D les modificacions que afecten directament al recorregut del aire a l'interior del sistema. De forma experimental únicament es pot obtenir els valors a la zona afectada per l'efecte venturi amb un mesurador de pressions, però els resultats del CFD permetran obtenir aquesta pressió a un determinat punt o secció sense necessitat d'incloure'l al disseny. El cas del cabalímetre o sensor al final del tub és diferent, ja que s'ha d'adaptar el diàmetre del propi tub per tal d'acoblar-lo, cosa que afectarà tant a la forma geomètrica experimental com a la de l'estudi del CFD. No serà necessari però, reproduir la geometria del cabalímetre o sensor, ja que la funció de mesura pròpia de l'aparell la realitza el programa CFD just a la secció on s'acobla.

Altres sensors que estaven pensats d'incloure's inicialment a certs punts del model experimental per tal d'obtenir resultats com les pressions o velocitats a diversos punts d'interès, es podran obtenir computacionalment d'igual forma sense necessitat de representar-los geomètricament al model 3D.

6. ESTUDI COMPUTACIONAL DEL MODEL COMPLET

6.1 Simulació de mecànica de fluids computacional (CFD)

Hi ha multitud de programes dedicats a l'estudi de fluids, tots ells amb característiques, interfícies, tècniques de càlcul i estratègies de simulació diferents, però tots basats en els mateixos principis fluidamecànics que sustenten els càlculs realitzats.

Aquests programes permeten estudiar i simular efectes dels fluids en determinades situacions i aconseguint valors resultants propers a les proves reals. Són especialment útils per a simular proves que d'altra manera generarien una despesa molt superior a si es calculessin experimentalment, principalment perquè permeten fer prototips barats, els quals són refinats amb posterioritat per models experimentals al laboratori.

La utilització més coneguda d'aquests programari és la relacionada amb el túnel de vent per tal d'estudiar el comportament d'automòbils, avions o altres vehicles mòbils.

L'estudi d'aquests programes abasta una multitud de disciplines i situacions relacionades amb l'estudi del moviment d'un fluid i la interacció d'aquest amb la geometria desitjada. Una d'aquestes situacions concretes, la concernent al projecte que aquí es realitza, es l'anàlisi del comportament de la barreja de dos components (aire i gas dièsel), a l'interior d'un sistema creat artificialment. Aquest tipus d'estudis més específics i no tan generalistes, requereixen un nivell de profunditat i coneixement del programari força elevat, per tal de simular correctament els processos físics i químics que es produeixen al sistema específic estudiat.

Altres modalitats com podria ser l'estudi d'un túnel de vent per tal d'estudiar el comportament d'automòbils, avions o altres vehicles mòbils, on únicament es situa el recorregut d'un *inlet* a un *outlet* i l'afectació d'aquest a la geometria present, a part de ser més senzill de simular, permet obtenir informació abundant degut a que es un procediment àmpliament estudiat. A diferència del que passa amb models específics, com es el cas d'aquest projecte, és el responsable d'aquell model, el que ha de saber identificar, provar, errar i rectificar valors per tal d'apropar-se el màxim possible a la simulació adient per al sistema estudiat.

Tot i que les simulacions d'aquests programes permeten obtenir valors propers a la realitat, s'han de saber calibrar i no es poden considerar com a resultats purament reals, ja que el número de factors que

afecten al resultat final dels càlculs es molt ampli i variat, on l'experiència prèvia es bàsica per enfocar l'estudi de manera correcta. Obtenir aquesta experiència de fet es un dels objectius principals del projecte més enllà d'únicament obtenir uns resultats viables o reals. L'aprenentatge d'aquest tipus de programes CFD no es basa únicament en la utilització teòrica, sinó que l'experiència i els errors són part principal en l'adquisició de coneixements per a manipular-los correctament.

Per desgràcia, i tal com s'ha indicat ja en altres apartats, no es podrà obtenir la majoria dels resultats experimentals per motius externs al projecte. Existeix l'excepció de valors experimentals previs a la construcció final de la geometria que serviran de referència per plantejar l'anàlisi CFD.

Al no poder obtenir uns resultats experimentals per justificar els valors obtinguts al càlcul computacional, s'utilitzaran valors teòrics prèviament descrits en apartats anteriors. D'aquesta manera es podrà comparar i comprovar els resultats, observant el grau de similitud real dels supòsits plantejats de forma computacional.

Per tant, la finalitat, més allà de trobar un resultat viable, es veure tot el procés seguit en l'elaboració d'un estudi amb un programa de simulació CFD i les possibilitats quasi infinites d'estudi de les que disposa.

Els tres programes que es varen plantejar per a realitzar l'estudi CFD varen ser el Star-CCM, el OpenFOAM i l'ANSYS Fluent. Les recomanacions per decidir-se per un dels tres havien d'adaptar-se al tipus de simulació que es volia realitzar i a la precisió que desitjava obtenir.

De les tres opcions recomanades, es va elegir l'ANSYS Fluent. No solament perquè és el programari que s'utilitza a la carrera per tal de iniciar els primers passos al món de la simulació computacional, sinó perquè la seva interfície es la més intuïtiva comparada amb els dos altres programaris, així com una capacitat de càlcul en certs aspectes lleugerament més precisa.

6.2 Resum dels passos bàsics

Els passos en els que es divideix l'estudi de l'ANSYS Fluent (així com molt altres programaris relacionats), són els exposats breument a continuació:

- Pre-procés: construcció de la geometria. ANSYS incorpora un sistema per dissenyar en 3D, però com ja s'ha vist en el capítol 4, la geometria generada s'ha creat a partir del SolidWorks, programa més intuïtiu per a realitzar aquest tipus de tasques.
- Definició dels valors i les condicions de contorn: es determina els diferents valors de les variables i constants que s'utilitzaran i les condicions del fluid i superfícies que envolten a la simulació. Per exemple, la definició del fluid com aire o dièsel, un recorregut estacionari o transitori, incompressible o compressible, el material del tub, tipus de viscositat, existència de factors com l'energia o la gravetat, entre molts altres factors que s'explicaran posteriorment.
- Mallat: generació de la segmentació de la geometria. En definitiva, la divisió en un determinat nombre de cel·les i elements per tal que el programa basi els càlculs aplicats a la geometria. Es determinaran entrades i sortida del aire (*inlets* i *outlet*), zona interior del tub (*walls*), moviment rotacional dels ventiladors (*rotor* i *propeller*), entre altres.
- Resolució numèrica: procés iteratiu de resolució d'equacions fluidomecàniques prefixades (SIMPLE, COUPLED, etc.), per tal de convergir en un resultat amb el mínim error possible. No sempre la convergència garanteix uns resultats adients. És aquest apartat el que requereix un temps de càlcul elevat i que comporta que no es puguin realitzar totes les proves que inicialment es voldrien dur a terme. Aquest temps de resolució depèn de molts factors com el nombre de iteracions, el marge d'error que es vulgui obtenir, les equacions utilitzades per fer el *solver* o la definició de valors o condicions de contorn anteriorment citades.
- Post-procés: últim pas en què s'obté i observa els resultats. ANSYS Fluent conté dos tipus de post-processos, com és el propi de Fluent o el que fa ANSYS. Els resultats utilitzats en aquest projecte es basaran en els obtinguts per ANSYS degut a la versatilitat a l'hora de d'analitzar els resultats i al fet de que és el que s'ensenyava a la carrera universitària.

6.3 Importació de la geometria

La importació de la geometria amb format SLDPRT, tan el model de dimensionament final com l'inicial que hem dissenyat, es durà a terme un cop s'hagi creat un model Fluent dintre de ANSYS. Es suposarà en tot moment que únicament s'està important la geometria final, tot i que els passos poden servir igualment per la geometria inicial, ja que comparteixen moltes de les propietats estructurals.

La figura 58 mostra les opcions d'importació d'ANSYS.

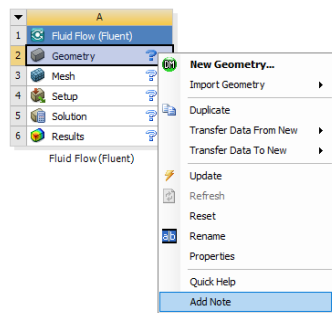


Figura 58. Importació de la geometria a ANSYS.

A la imatge es pot veure com existeix l'opció d'importar directament. Un cop importada, s'haurà d'obrir el seu contingut de *Geometry* per tal de renombrar els diferents sòlids subdividits a l'apartat 4.5, i generar l'*update* que integri definitivament la geometria realitzada a la base de dades de l'ANSYS.

Els noms utilitzats per a la subdivisió estan en anglès, ja que s'acostuma a utilitzar certa nomenclatura per les diferents parts d'un sistema fluidomecànic. La situació dels eixos també es important per l'estudi, ja que permetrà introduir els paràmetres posteriorment. A la figura 59 es pot observar els noms, els eixos i els diferents sòlids forma clara gràcies a la transparència dels sòlids.

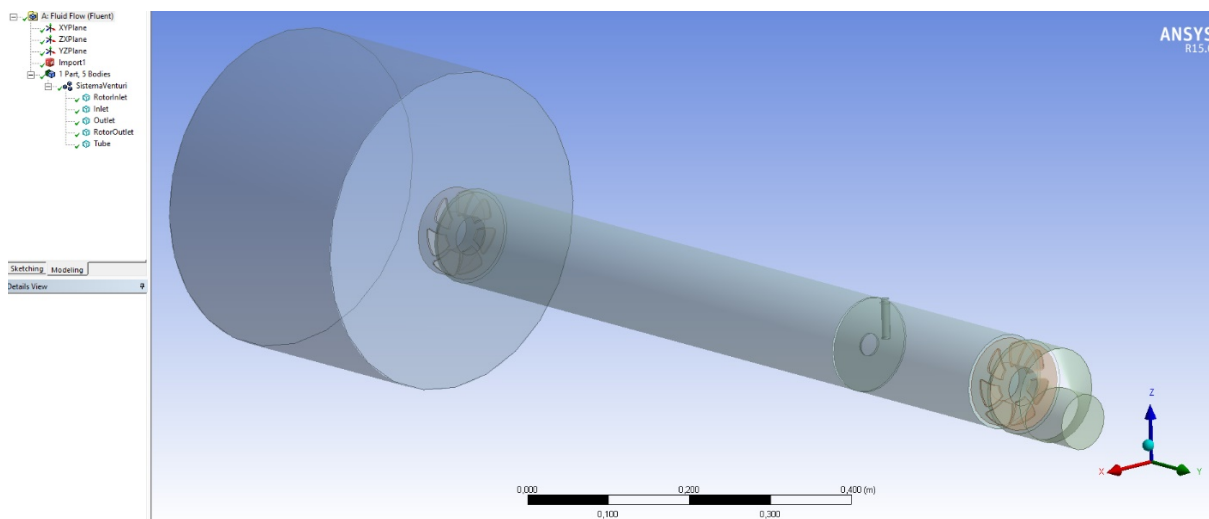


Figura 59. Visualització de la geometria i nomenclatura del dimensionament final importat a ANSYS Fluent.

Basant-nos en la subdivisió del apartat 4.5, el sòlid 1 correspon al RotorInlet (ventilador entrada), el sòlid 2 correspon al Inlet (simulació espai ambient), el sòlid 3 correspon al RotorOutlet (ventilador sortida), el sòlid 4 a Outlet (reducció del diàmetre a la sortida) i el sòlid 5 al Tube (sistema del tub per on circularà l'aire). D'aquesta manera facilitarà la detecció dels diferents sòlids existents al disseny exportat a l'hora de determinar les variables o constants que els defineixen en futurs apartats.

6.4 Determinació de les seccions de contorn del sistema

Un cop creada la geometria i els diferents sòlids interconnectats per on es mourà el fluid, es pot passar a identificar les parts que s'utilitzen per a definir les zones de contorn. Aquestes es basaran principalment en superfícies les quals es vol definir un cert paràmetre o interessa observar els seus resultats, però també per anomenar la totalitat de superfícies que conformen el contorn del sistema. Això es fa per detectar possibles errors a l'hora de fer el mallat o de convergència, permetent de forma senzilla focalitzar la secció del sistema que és problemàtica.

Les principals seccions definides com condicions de contorn del sistema final del projecte son:

- Inlet: secció que correspon a l'entrada del aire al sistema. El sòlid simula les condicions de l'aire al exterior del tub estudiat, el qual es absorbit per el ventilador inicial, tal i com es va exposar al 4.4.3. S'ha considerat no incloure com Inlet la secció oposada del cilindre que simula l'aire ambient, ja que la direcció contraposada del aire podria generar turbulències o vèrtex d'aire poc creïbles en l'espai ambient del laboratori, que pertorbi els resultats de l'estudi. Esta considerada com a *pressure-inlet*, amb una pressió atmosfèrica ja per defecte, que simula l'aire ambient existent al laboratori. Els valors de temperatura, estan determinats també per defecte.

La figura 60 mostra aquesta secció ressaltada en verd.

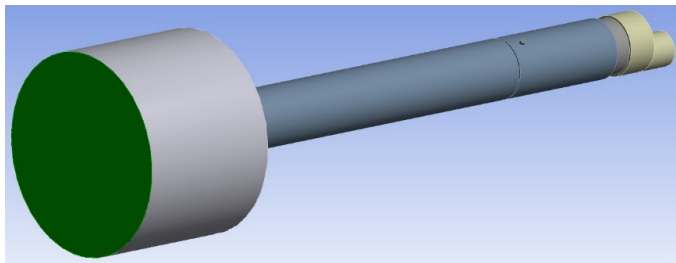


Figura 60. Secció del inlet o entrada d'aire al sistema.

- WallStatorInlet: secció estàtica que rodeja l'entrada directe a la simulació d'aire ambient. En principi es considerarà també un *pressure-inlet* o entrada d'aire (amb valors corresponents a aquesta secció idèntics que al Inlet), per no suposar que tot l'aire prové únicament de forma paral·lela al propi tub. Valors de temperatura per defecte. Es pot observar a la figura 61.

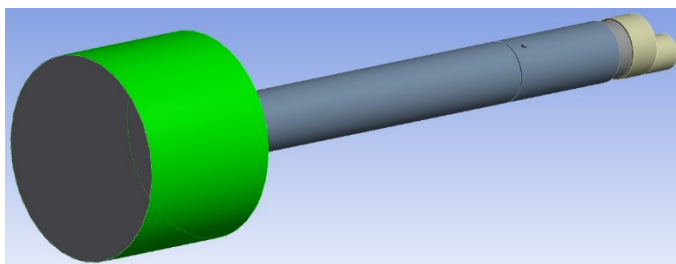


Figura 61. Secció de contorn secundària d'entrada d'aire al sistema.

- WallRotorInlet: secció de contorn del RotorInlet del ventilador a l'entrada i situat just després del sòlid que simula l'aire ambient. Esta representada a la figura 62. Aquesta secció delimita la distancia entre els àleps i la paret interna del propi ventilador, per on passarà l'aire i on segurament s'obtidran les velocitats i pressions més elevades degut a la reduïda distancia que separa l'àlep de la secció estudiada. Considerat com a *wall* o paret, amb els valors de temperatura i rugositat per defecte, ja que no s'ha pogut comprovar la rugositat interna de la paret del ventilador al laboratori.

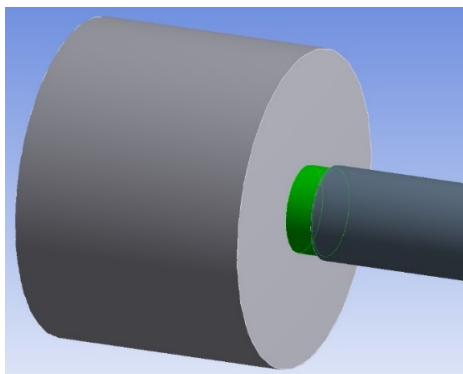


Figura 62. Secció de contorn de les parets del ventilador situat a l'entrada del tub.

- WallStatorTube: secció principal del sistema que inclou tot el tub per on circularà l'aire i la posterior barreja amb el gas dièsel que prové del tub d'escapament. Inclou la secció pròpia de l'orifici que genera l'efecte venturi, tot i que no formi part del mateix orifici del tub principal sinó d'una plantilla externa, ja que tot i ser una peça separada de la geometria d'un material diferent, degut a la seva reduïda secció diametral perpendicular al moviment del aire, pot ser considerada com el mateix material, i per tant, part de la mateixa secció de contorn del aire. També s'ha inclòs la secció exterior del tubet o cànula d'entrada del gas dièsel, el qual es d'un material molt semblant al utilitzat pel tub principal. El fet d'unificar tantes seccions molt semblants entre elles, facilita el càlcul al programa, ja que no ha d'analitzar cada una de les seccions per separat amb canvis que no afectaran ni molt menys al resultat obtingut, però si que augmentaran significativament el temps de càlcul associat. Aquesta secció que engloba gran part dels límits de l'aire i la barreja a l'interior del sistema, s'ha definit com a *wall* o paret estàtica. S'ha suposat una temperatura ambient, tot i que després de l'entrada del gas dièsel aquesta temperatura es veuria modificada, però es desconeix l'impacte fins que s'analitzi la sortida. S'han provat diferents rugositats per al tub, però l'afectació per als valors resultants desitjats no ha sigut significativa, pel que s'ha optat per mantenir la rugositat constant de 0,5 per defecte.

La figura 63 mostra la totalitat de l'abast de la secció considerada com a tub.

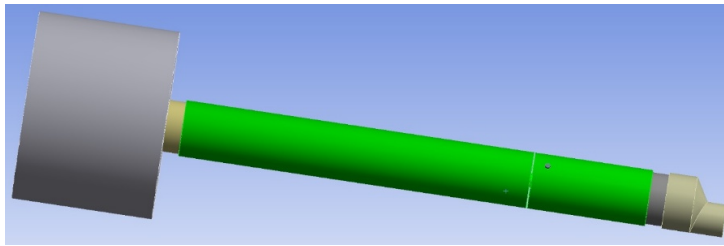


Figura 63. Secció de contorn del tub i venturi per on circula el fluid.

- WallRotorOutlet: secció anàloga a l'exposada al WallRotorInlet, però situada al ventilador de sortida. La figura 63 mostra el seu contorn.

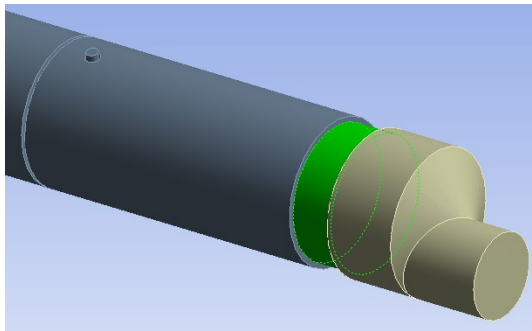


Figura 64. Secció de contorn del ventilador situat a la sortida del tub.

- WallStatorOutlet: secció amb una funcionalitat idèntica a WallStatorInlet, però amb una geometria diferent degut a l'adaptació del seu contorn a la reducció necessària del diàmetre per tal de permetre la col·locació del cabalímetre i posterior sensor de partícules. Secció representada a la figura 65.

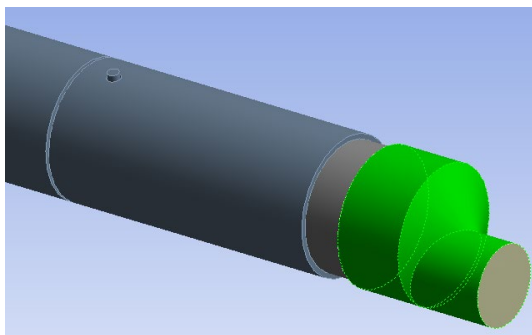


Figura 65. Secció de contorn de la sortida de la barreja del sistema.

- Outlet: secció situada a la sortida del sistema, la qual anirà connectada directament al cabalímetre i posterior sensor en la geometria experimental. Definida com a *pressure-outlet*, es tracta d'una sortida a pressió atmosfèrica i temperatura sense determinar, ja que serà directament afectada per la barreja amb el gas dièsel. La secció esta representada a la figura 66.

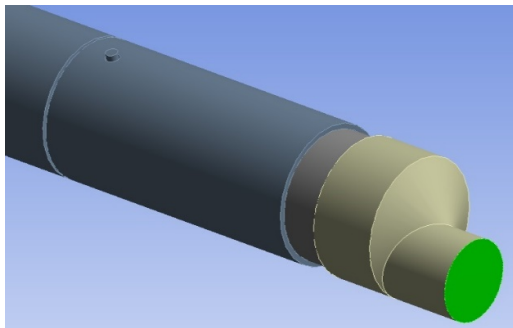


Figura 66. Secció del *outlet* o sortida del sistema.

- RotorInlet: contorn que delimita exactament la forma del eix i els àleps del ventilador. Aquesta geometria es just l'espai buit dintre del cilindre sòlid que representa el fluid que circula a través d'aquesta superfície. Esta considerada com a *wall* o paret rotacional, la qual gira a una velocitat per defecte de 3200 rpm (-3200 rpm si es segueix la direcció del eix invertida). Valors de rugositat i temperatura per defecte. A la figura 67 es pot veure més clarament al que es fa referència.

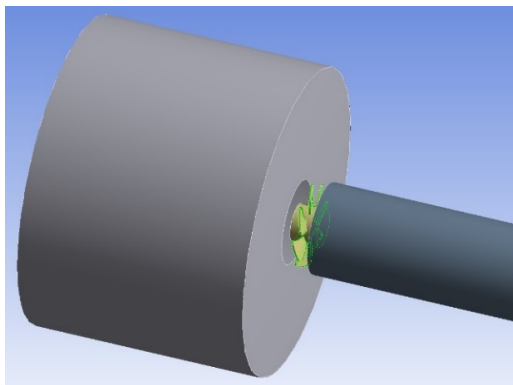


Figura 67. Secció que delimita les parets del eix i àleps del ventilador d'entrada.

- RotorOutlet: secció anàloga al RotorInlet però situada al ventilador de sortida. Es mostra a la figura 68.

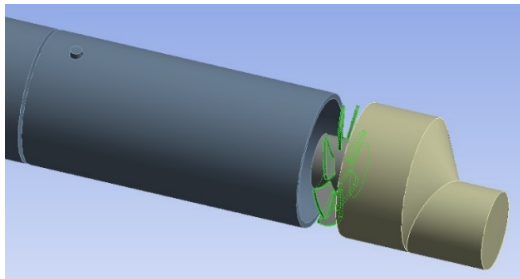


Figura 68. Secció que delimita les parets del eix i àleps del ventilador de sortida.

- GasInlet: secció d'entrada del gas que prové del tub d'escapament del motor dièsel. Definida com a *pressure-inlet*, amb valors de temperatura propers als 250°C i pressió que serà definida per l'entrada del gas al sistema. L'orifici a l'interior del tub regularà la pressió d'entrada d'aquest gas dièsel. La figura 69 mostra aquesta secció.

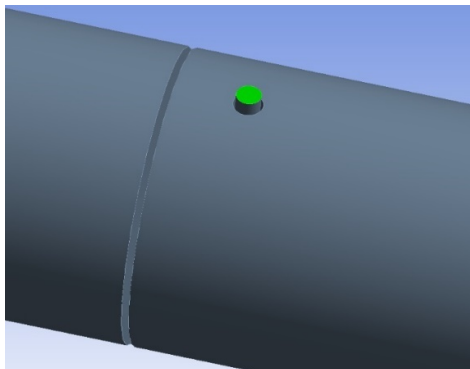


Figura 69. Secció d'entrada del gas dièsel d'escapament.

- WallStatorGasInlet: secció interior que delimita les parets del tub per on s'introduirà el gas d'escapament que entra per la secció del GasInlet. Definida com a *wall*. Els valors de rugositat, tal i com ja s'ha exposat en la secció de WallStatorTube seran idèntics al tub ja que s'utilitza un material semblant per a l'entrada del gas, tot i que la temperatura serà pròxima als 500 °C propis de l'entrada del gas dièsel provinent del tub d'escapament. A la figura 70 es pot observar aquest contorn.

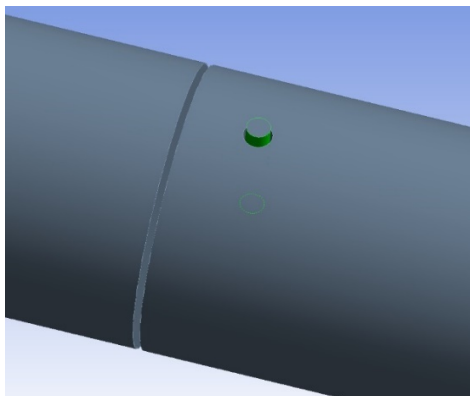


Figura 70. Secció que delimita les parets del tub injector del gas dièsel.

Amb aquestes seccions de contorn delimitades es pot continuar amb l'anàlisi de la geometria de forma més estructurada i clarificada. Permetrà poder no únicament definir paràmetres quan es defineixin els valors i condicions de contorn, sinó poder analitzar posteriorment els resultats segons zones de forma més concreta.

A la figura 71 es pot observar com quedaran definides totes les seccions de contorn i els eixos de referència propis en funció de la geometria, ja que seran importants per a futurs apartats del projecte.

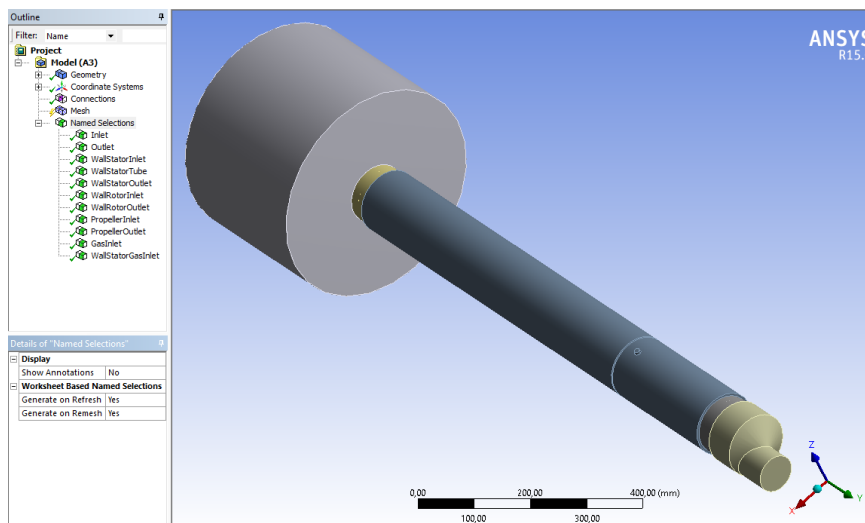


Figura 71. Geometria, eixos i seccions de contorn.

El moviment de l'aire seguirà la mateixa direcció de l'eix Y. L'entrada del gas dièsel es produirà en la direcció contrària a Z, d'igual forma que la gravetat existent.

6.5 Seccions importants per a l'estudi posterior

Les principals seccions que interessen a l'hora d'analitzar els resultats que s'hauran d'estudiar en aquest projecte permeten ser creades al postproces, un cop realitzats els càlculs. Aquestes principals seccions serien:

- Secció després del ventilador a l'entrada.
- Secció entre el ventilador i l'orifici que genera l'efecte venturi.
- Secció abans de l'orifici que genera l'efecte venturi.
- Secció entre l'efecte venturi i l'entrada del gas.
- Secció just després de la dilució del aire i el dièsel.
- Secció abans del ventilador a la sortida.
- Secció pròpia del *outlet* o sortida del sistema.
- Secció pròpia del *inlet* o entrada del gas dièsel.

La creació d'aquestes seccions, tot i desconèixer si poden ser o no utilitzats en el post procés per estudiar seccions concretes, servirà per identificar d'altres punts d'interès que no estan limitats per un pla ja creat, sinó que hauran de ser generats manualment.

La qüestió més problemàtica és la limitació de crear certes seccions irregulars situades en zones no limitades per parets. En definitiva, crear plans sense la dependència d'un altre secció ja existent. A través de projeccions, es poden generar nous plans adjacents, creant la secció que es desitja originalment.

Tot i que el mallat es un factor important a l'hora d'obtenir aquests resultats, s'abordaran primer aquestes condicions de contorn definides al *Setup*, i posteriorment s'analitzarà un mallat automàtic pel dimensionament inicial, extrapolable al dimensionament final.

Per tal de realitzar l'estudi computacional del model complet, i corroborar així els resultats obtinguts a l'apartat 3, on es va realitzar l'estudi del model teòric simplificat, s'ha de plantejar inicialment la formulació de diferents mètodes resolutius en funció del cabal teòric obtingut. Permetrà validar no únicament el model resolutiu sinó també les condicions i valors de contorn de la geometria estudiada en aquest apartat.

6.6 Equacions de conservació

En aquest apartat es tracta de poder identificar les principals equacions que descriuen el moviment dels fluids aplicats a un punt d'un determinat volum, el qual es mou dintre del flux d'un fluid. En un instant de temps, cada partícula present en un punt concret tindrà una densitat, velocitat i energia interna.

6.6.1 Equació de conservació de la massa o de continuïtat

El principi fonamental d'aquesta equació suposa la consideració que la massa que continguda en el volum V_f no varia durant el temps, tal i com s'observa a l'equació 6.1.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_f} \rho dV = 0 \quad (6.1)$$

A l'anterior equació se li aplica el Teorema de Transports de Reynolds, representat a l'equació 6.2, amb $\rho = \varphi$.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_f} \Phi dV = \frac{d}{dt} \int_{V_f} \Phi dV + \int_{S_c} \Phi (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (6.2)$$

Aplicant el Teorema de Gauss a la integral que correspon a la superfície S_c de l'equació anterior s'obté l'equació 6.3.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_f} \frac{d\rho}{dt} dV + \int_{V_f} \nabla \cdot (\rho \vec{v}) dV = 0 \quad (6.3)$$

Tal i com fa referència el títol de l'apartat, l'equació de conservació de la massa es pot anomenar també com equació de continuïtat. El primer terme representa la variació en funció del temps i el segon terme el flux convectiu, els dos termes en funció del volum.

Per tal d'obtenir l'equació de continuïtat utilitzada en la forma conservativa s'aplica l'equació 6.4. Aquesta equació acaba descrivint la llei que demostra un transport de partícules que ni es creen ni es destrueixen.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (6.4)$$

On la p és la pressió, ρ la densitat i v el vector de velocitat.

6.6.2 Equació de quantitat de moviment

L'equació de quantitat de moviment es regeix per la dinàmica de fluids representada a la Segona Llei de Newton, la qual estableix que la variació de quantitat de moviment d'un objecte ve determinada per les forces aplicades sobre aquest.

S'aplica doncs aquest principi a l'equació 6.1 redactada anteriorment, tenint present que el producte $\rho \cdot v$ (vectorials) es la quantitat de moviment per volum de la partícula que flueix al sistema, obtenint com a resultat una equació que exemplifica la conservació de la quantitat de moviment, tal i com s'observa a l'equació 6.5.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_f} \rho \vec{v} dV = \int_{V_f} \vec{f}_v dV + \int_{S_c} \vec{f}_n dS \quad (6.5)$$

On: la f_v és la força en funció del volum que actua sobre el flux de la partícula i f_n la força en funció de la superfície que actua sobre un element de particular de S_c .

A partir de l'equació 6.2, i tenint present que les forces per unitat de superfície es poden escriure com el producte entre tensors d'esforços i la superfície, es desenvolupa l'equació 6.6.

$$\int_{V_f} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) dV + \int_{S_f} \rho \vec{v} \vec{v} \cdot \vec{n} dS - \int_{S_f} \vec{n} \cdot \vec{\tau} dS = \int_{V_f} \rho \vec{f}_m dS \quad (6.6)$$

Al igual que s'ha fet amb l'equació de continuïtat, aplicant el Teorema de Gauss a les integrals de superfície a l'equació anterior es pot obtenir la forma diferencial, tal i com s'observa a l'equació 6.7.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{f}_m \quad (6.7)$$

Finalment es pot expressar el tensor d'esforços en funció de la pressió i al viscositat, tenint en compte que per a fluids newtonians i seguint la Llei de Stokes, la divergència del tensor d'esforços pot expressar-se com una component estàtica i dinàmica, tal i com es pot observar a l'equació 6.8.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{f}_m \quad (6.8)$$

La demostració completa de com s'arriba es força complexa i detallada, pel que s'ha decidit incloure directament el resultat obtingut amb el que el programa CFD treballarà. El primer segment de l'equació descriu la variació temporal de la quantitat de moviment i el seu flux convectiu. El segon segment correspon a les variacions de quantitat de moviment causades per diferències de pressions, efectes de forces màssiques o externes de la unitat de volum i els esforços viscosos propis del fluid estudiat.

D'altra banda, en cas de ser una viscositat turbulenta aquesta equació dependrà directament de les equacions de Reynolds i no les de Stokes. S'haurà de formular directament l'equació anomenada viscositat *eddy*, sense traducció literal al català, la qual s'adapta de millor forma als sistemes turbulents com es el cas que s'està estudiant en aquest projecte. A l'apartat posterior de viscositat s'aprofundirà més en aquest aspecte.

6.6.3 Equació de l'energia

El Primer Principi de la Termodinàmica estableix que la variació d'energia d'un sistema es deu al treball de les forces que actuen sobre aquest i al flux de calor intercanviat amb el exterior i generat pel sistema.

Basant-nos en el principi de conservació (6.5) i basant-se amb l'equació 6.9 plantejada a continuació, es pot obtenir l'equació 6.10.

$$\vec{v} = e + \frac{1}{2} v^2 \quad (6.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_f} \rho (e + \frac{1}{2} v^2) dV = \int_{V_f} \vec{f}_v \vec{v} dV + \int_{S_f} \vec{f}_n \vec{v} dS + \int_{S_f} q_n dS + \int_{V_f} Q_r dV \quad (6.10)$$

On la f_v és la força en funció del volum que actua sobre el flux de la partícula, f_n la força en funció de la superfície que actua sobre un element de particular de S_c , q_n el flux de calor normal en funció de la superfície i la Q_r la generació o font d'energia en funció del volum.

S'aplica l'equació 6.2, expressant les forces normals a la superfície en funció del tensor d'esforços per tal d'obtenir la integració de la equació de conservació d'energia, tal i com s'observa a l'equació 6.11.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_f} \rho \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) dV &= \int_{V_f} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \right) dV + \int_{S_f} \rho \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \int_{V_f} \rho \vec{f}_m \vec{v} dV + \\ &\int_{S_f} \vec{v} \cdot \vec{\tau} \cdot \vec{n} dS - \int_{S_f} \vec{q} \cdot \vec{n} dS - \int_{V_f} Q_r dV \end{aligned} \quad (6.11)$$

Aquesta equació es pot desglossar en tensors d'esforços, vector de flux de calor i el tensor d'esforços viscosos, els quals segueixen la Llei de Fourier i la Llei de Stokes per obtenir una nova equació diferencial (6.12) de l'energia després d'aplicar el Teorema de Gauss a les equacions de massa i moment.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \right) + \nabla \cdot \left(\rho \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} \right) &= \rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) = \rho \vec{f}_m \cdot \vec{v} + \nabla \cdot (-p \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{\tau}' \cdot \vec{v}) - \\ &\nabla \cdot \vec{q} + Q_r \end{aligned} \quad (6.12)$$

El primer terme de l'equació anterior, expressa la variació local que afecta l'energia en funció del volum i el flux convectiu del total d'energia present, els quals poden agrupar-se per a formar una derivada de l'energia en funció del total d'energia per la unitat de volum específica que hi ha al sistema. L'últim terme de l'equació té present el treball realitzat per les forces de pressió, per unitat de volum i temps, el flux difusiu de calor per unitat de volum, el treball de les forces massiques i la generació del propi calor per unitat de temps degut a diversos factors externs com pot ser les reaccions químiques o radiacions presents.

6.6.4 Equació diferencial d'energia cinètica i interna

L'equació obtinguda a l'apartat anterior es pot modificar i dividir en dues parts per tal d'estudiar de forma separada l'energia mecànica i interna. Per tant, per tal d'obtenir l'equació de l'energia cinètica es pot multiplicar l'equació del moment pel vector \mathbf{v} , per tal d'obtenir l'equació 6.13.

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{2} v^2 \right) = -\vec{v} \cdot \nabla p + \vec{v} \cdot (\nabla \cdot \vec{\tau}') + \mathbf{v} \cdot \rho \vec{f}_m \quad (6.13)$$

Per a l'equació de l'energia interna s'ha de restar l'equació cinètica 6.13 de l'equació de l'energia 6.12 obtinguda a l'apartat anterior, resultant en la nova equació 6.14 descrita a continuació.

$$\rho \frac{D}{Dt} = -\nabla p \cdot \vec{v} + \vec{\tau}' \nabla \vec{v} - \nabla \cdot \vec{q} + Q_r \quad (6.14)$$

6.6.5 Equacions d'estat

El numero d'incògnites segueix essent superior al numero d'equacions, pel que la resolució matricial actualment d'aquest seguit d'equacions no seria possible. Es per això que es necessari utilitzar les equacions d'estat. Aquestes equacions permeten poder interrelacionar diverses variables com pot ser la densitat o l'energia interna del fluid amb la pressió i temperatura.

Les incògnites a l'hora de plantejar la resolució matemàtica d'aquest problema serien la densitat, la velocitat vectorial (que consta de tres variables), la pressió, la temperatura i l'energia interna. Aquest numero de variables sumen un conjunt de set.

El numero d'equacions de conservació en canvi es únicament de cinc, descrites en els quatre anteriors apartats. Pel que serà necessari pel programari incloure dues equacions més per tal de quadrar la resolució. Es aquí on entren les equacions d'estat, les quals són per exemple les de l'energia interna ($e(P,T)$) i la densitat ($\rho(P,T)$) del fluid.

6.7 Mètode dels volums finits

Aquest mètode dels volums finits es el mètode principal que utilitza ANSYS per a resoldre les equacions exposades a l'apartat 6.6. Les equacions s'han obtingut per a models simplificats i fluxos considerats únicament monofàsics, però l'estudi d'aquesta formulació es torna molt més complexa conforme

s'apliquen, per exemple, diferents espècies al sistema. Aquest cas concret es el que afecta directament al projecte realitzat, ja que constarà d'espècies diferenciades presents a l'aire que es fa circular a l'interior del tub i al dièsel que prové del tub d'escapament.

Per obtenir una solució mínimament viable per aquest tipus de problemàtiques més complexes, la utilització dels models numèrics és imprescindible. Hi ha varis com pot ser el mètode de diferències finites, el d'elements finits (MEF), o, el qual s'està estudiant en aquest mateix apartat, el mètode de volums finits (MVF). El mètode de volums finits resulta més correcte que altres per la seva pròpia naturalesa conservativa des del moment de la seva construcció. Es a dir, que en tot moment les propietats per cada volum en el qual hem dividit la geometria es conserva ja que les integrals de superfície d'aquests volums representen termes convectius i difusius idèntics per cada una de les celes pròximes a la seva frontera.

Centrant-nos en el mètode de resolució MVF, el domini es subdivideix en un numero finit de volums de control i les equacions de conservació anteriorment mencionades s'apliquen per a cada un d'ells. En el centre de cada volum es troba un node per el que es calcula el valor de les variables com poden ser la temperatura, la velocitat o la pressió entre d'altres, i obté els valors de les fronteres a través d'una interpolació. Posteriorment a aquest procés el programa aproxima numèricament les integrals de les equacions de conservació per obtenir un sistema algebraic i amb una solució per mètodes purament iteratius.

L'equació de transport general, simplificada y basada en les equacions de Navier-Stokes integrades en el apartat anterior, resulten en l'obtenció de l'equació 6.15.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \Phi dV + \int_A \rho \Phi \vec{v} \cdot \vec{n} dA = \int_V \rho \Phi \nabla \Gamma \cdot \vec{n} dA + \int_V S_\Phi dV \quad (6.15)$$

On Φ es la variable transportada a través d'un medi, ρ la densitat, V la velocitat i S_Φ la font de Φ . Γ es la constant de difusió del medi.

Les integrals de superfície expressen la suma dels integrats a cada subfrontera que compona la pròpia frontera de la cel·la estudiada, així com les integrals de volum es poden resoldre en funció del volum de cada cel·la concreta. S'obté per tant l'equació 6.16.

$$V_{cell} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \Phi_f v_f \cdot A_f = \sum_f^{N_{faces}} \nabla \Phi_f \Gamma_\Phi \cdot A_f + V_{cell} \cdot S_\Phi \quad (6.16)$$

Aquesta equació exemplifica la conservació d'un volum finit concret del sistema, pel que s'haurà de repetir per cada un dels volums finits existents al model. Això, sumat a les iteracions per les propietats de conservació com la massa, moment o energia, així com les dos equacions d'estat necessàries per cada una de les celes. A aquest procés es el que es denomina com discretització.

6.8 Algoritmes de resolució

ANSYS Fluent permet escollir principalment entre dos mètodes numèrics per tal de resoldre les equacions plantejades a l'apartat 6.6, i un cop s'ha aplicat el mètode de volums finits explicat a l'apartat 6.7. Aquests dos mètodes són el *solver* segregat i el *solver* acoblat.

En els dos mètodes de *solver* basats en volums de control la tècnica utilitzada es la següent:

- Dividir el domini computacional en volums de control discrets segons la malla utilitzada.
- Integrar les equacions de govern sobre els volums de control individuals i construir un sistema d'equacions algebraiques per a variables incògnita discretitzades, com pot ser la velocitat, la pressió o la temperatura, entre d'altres.
- Linealitzar les equacions discretitzades i resoldre el sistema d'equacions linealitzant el resultant per tal d'obtenir valors de les variables incògnita del problema.
- Els dos mètodes numèrics utilitzen un procés de discretització similar al de volums finits, però amb una aproximació per a linealitzar i resoldre les equacions discretitzades diferent.

6.8.1 Solver segregat

El *solver* segregat es un algoritme que resol les equacions de govern de forma seqüencial. Degut a que les equacions de govern són no lineals i acoblades és necessita un procés iteratiu per tal de que la convergència es produeixi. Cada iteració realitzada consta de diferents passos llistats a continuació:

- Actualització de les propietats del fluid en base a la solució actual. En cas de que s'estigui realitzant la primera iteració, que la coincidència es produeixi amb els valors inicials.
- Resolució de les equacions de continuïtat descrites a l'apartat 6.6 simultàniament utilitzant els valors que s'han anat actualitzant dels fluxos màssics i de la pressió a cada una de les cares dels volums de control explicats a l'apartat 6.7, actualitzant així també les velocitats del sistema.
- Es comproven els valors de velocitats obtinguts al pas anterior per tal de veure si validen l'equació de continuïtat per cada un dels volums de control dels diferents nodes, i en cas de no coincidir es deriva una equació de Poisson per dur a terme la correcció de la pressió, linealitzant

posteriorment aquesta equació de continuïtat de moviment. La correcció es pot resoldre per tal d'obtenir les pressions, fluxos màssics i velocitats corregides, fins que aquests valors corregits coincideixin amb els de l'equació de continuïtat prèviament mencionada.

- Per a casos específics es resolen altre tipus d'equacions escalars utilitzant els valors prèviament obtinguts, amb unes magnituds com pot ser la turbulència, espècies o energia, casos presents en el projecte estudiat, però també d'altres com la radiació.
- Es fa una comprovació de la convergència. Per norma general si el procés convergeix no es realitzen més iteracions, i si no, es segueix iterant fins obtenir la convergència desitjada. Però hi ha molts casos, especialment on la geometria es complexa i els factors externs que afecten al fluid abundants, es dona el fet de que hi han paràmetres que convergeixen i altres que no, pel que difícilment es pot arribar a una convergència total de tots els paràmetres estudiats. En casos així, si els factors residuals s'estabilitzen a un factor determinat, tot i no arribar a la convergència desitjada, es pot considerar com a un resultat iteratiu viable.

El diagrama de la figura 72 mostra el procés de càlcul del *solver* segregat.

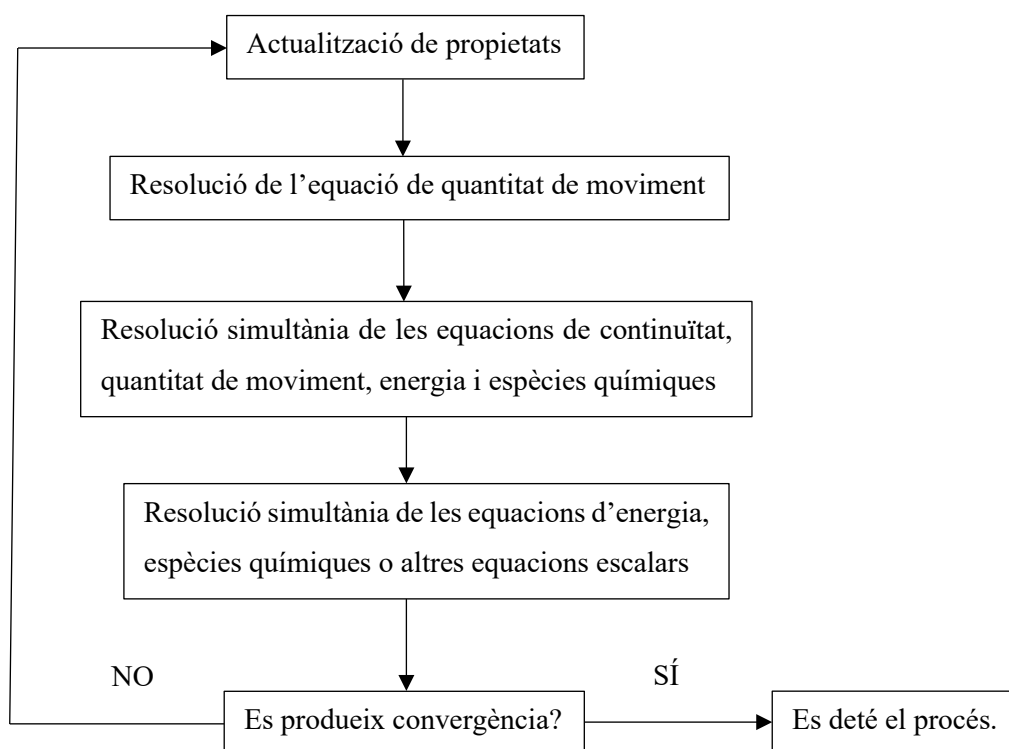


Figura 72. Diagrama de càlcul del *solver* segregat.

El *solver* segregat únicament permet utilitzar una formulació implícita en la linealització de les equacions discretitzades. Amb això s'obté un sistema d'equacions per a cada variable, es a dir, P , v_x , v_y i v_z , amb un nombre d'equacions equivalent al nombre de cel·les. En el segon pas resol les equacions

restants escalars amb les variables de velocitat i pressió. Resol totes les cel·les estudiades al mateix temps cada una de les variables de forma consecutiva, una després de l'altre.

6.8.2 Solver acoblat

El *solver* acoblat es un algoritme que resol les equacions de govern de forma simultània. Degut a que les equacions de govern són no lineals i acoblades es necessita un procés iteratiu per tal de que la convergència es produeixi. Cada iteració realitzada consta de diferents passos llistats a continuació:

- Actualització de les propietats del fluid en base a la solució actual. En cas de la primera iteració que la coincidència es produeixi amb els valors inicials.
- Resolució simultània de les equacions de continuïtat, quantitat de moviment, d'energia. En aquest projecte també serà necessària la resolució per el mètode de les espècies químiques.
- Es fa una comprovació de la convergència. Per norma general si el procés convergeix no es realitzen més iteracions, i si no, es segueix iterant fins obtenir la convergència desitjada. Però hi ha molts casos, especialment on la geometria és complexa i els factors externs que afecten al fluid abundants, es dona el fet de que hi han paràmetres que convergeixen i altres que no, pel que difícilment es pot arribar a una convergència total de tots els paràmetres estudiats. En casos així, si els factors residuals s'estabilitzen a un factor determinat, tot i no arribar a la convergència desitjada, es pot considerar com a un resultat iteratiu viable.

El diagrama de la figura 73 mostra el procés de càlcul del solver acoblat.

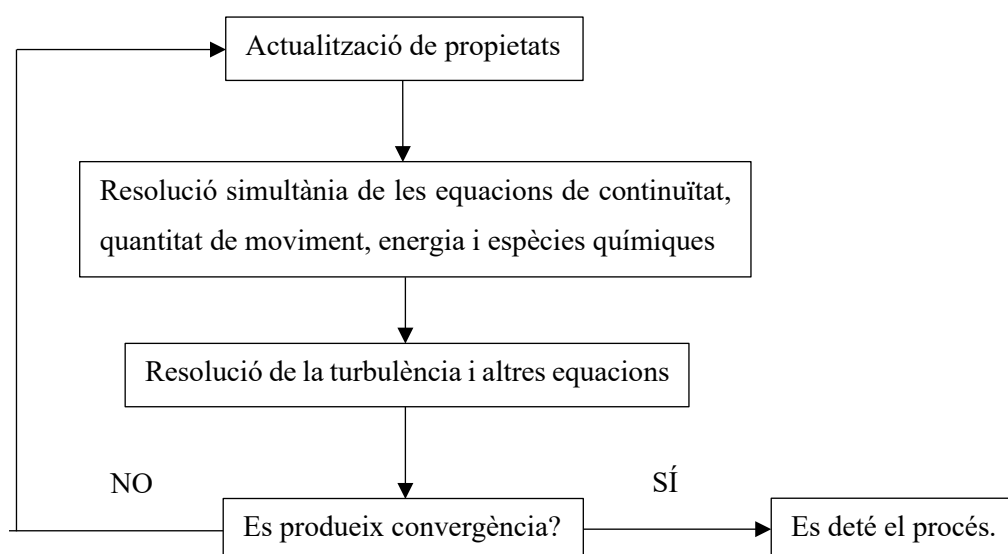


Figura 73. Diagrama de càlcul del *solver* acoblat.

El *solver* acoblat permet utilitzar la formulació implícita i explícita únicament en la linealització de les equacions de conservació. Les equacions restants es segueixen linealitzant de forma implícita.

Amb la formulació implícita en un *solver* acoblat es resolen totes les variables a totes les cel·les de forma simultània, mentre que si s'utilitza la formulació explícita, es calcula simultàniament totes les variables de cada una de les cel·les de forma consecutiva, es a dir, una a una.

6.8.3 Discretització espacial i interpolació

El objectiu principal de l'interpolació es obtenir els sistemes d'equacions exposats a l'apartat 6.6 dependent únicament de les variables en els nodes de les cel·les, eliminant la dependència del valor en les cares que els delimiten.

Hi ha forces tipus de discretitzacions, però per a realitzar aquest projecte es centrarà la resolució únicament en les de primer i segon ordre per motius principalment de simplicitat en la seva formulació. Aquestes discretitzacions s'anomenen *upwind* ja que obtenen el valor del flux a les cares a partir dels valors en els centres de les cel·les adjacents, localitzades fluid a dalt en direcció al vector normal de cada una d'aquestes cares.

6.8.3.1 Discretització espacial *upwind* de primer ordre

Quan es treballa amb una precisió de primer ordre, el model de discretització pressuposa que els valors del centre de la cel·la per a totes les magnituds representen el valor mitja de la cel·la. Dit d'una altra manera, el valor de Φ en una cara de la cel·la és igual al valor de Φ del centroid de la cel·la adjacent per aquella mateixa cara.

6.8.3.2 Discretització espacial *upwind* de segon ordre

Quan es treballa amb una precisió de segon ordre els valors de les variables a les cares de les cel·les s'obtenen utilitzant una reconstrucció lineal multidimensional. Dit d'una altra manera, el valor de Φ en la cara s'obté suposant una progressió lineal entre el valor de Φ a la cel·la i el valor de la cel·la annexa.

Aquesta multidimensionalitat (o tridimensionalitat) es formula a través del vector director i el gradient que uneix el centroide amb la cara, en la direcció que el centroide definit per la cel·la adjacent, tal i com s'expressa a l'equació 6.17.

$$\Phi_f = \Phi + \nabla\Phi \cdot \Delta\vec{s} \quad (6.17)$$

On el valor de Φ_f es el valor de Φ a la cara de la cel·la, Φ es el valor al centroide d'aquella mateixa cel·la, $\nabla\Phi$ es el gradient de Φ i Δs es el vector director.

Al introduir el gradient es necessari definir-ho a partir del teorema de la divergència en la seva forma directa, exposat a l'equació 6.18.

$$\nabla\Phi = \frac{1}{V} \sum \tilde{\Phi}_f \tilde{A} \quad (6.18)$$

On V representa el volum de la cel·la, Φ_f el valor mitjà de Φ calculat utilitzant els valors de Φ en els dos centroides i A el vector normal de la cara en la qual el mòdul es la seva superfície, es a dir, el vector àrea.

6.8.3.3 Comparació entre les dues discretitzacions

Un cop analitzades les discretitzacions de primer i segon ordre cal establir una comparació entre les dues per tal d'establir quan es millor utilitzar una o altre.

La discretització de primer ordre ofereix el benefici de la simplicitat en la seva formulació, tot i que en termes convectius, si el flux de Φ no es perpendicular a la cel·la, s'estarà induint un error numèric de forma directa a la discretització. Es per aquest motiu que es recomanable la seva utilització per a malles que estan alineades amb el flux o bé en les primeres etapes del càlcul on per la seva simplicitat, afavoreixen arribar a la convergència.

La discretització de segon ordre genera resultats més exactes ja que interpola linealment les variacions de Φ que s'han calculat utilitzant el gradient. Tot i això, precisament per això, arribar a la convergència es força més complex.

De forma conclusiva, si el mallat esta alineat amb el flux o si es vol generar una solució inicial més adient, es pot utilitzar la discretització de primer ordre tot i obtenir uns resultats amb una exactitud

inferior. Per tant, per tal d'obtenir una exactitud major i si no existeix una direcció de flux preferent que estigui alineada amb el mallat, es pot iniciar els primers passos amb una discretització de primer ordre, i de forma posterior, un cop s'ha arribat a un ritme de convergència adient, utilitzar la discretització de segon ordre per tal d'obtenir valors amb una exactitud major. Es precisament aquesta última metodologia la que s'utilitzarà per estudiar aquest projecte.

6.8.4 Residus i convergència

L'obtenció dels resultats finals del *solver* es duen a terme gràcies a la iteració dels algoritmes i equacions anteriorment descrites fins que s'obté un resultat que verifica un criteri de convergència que prèviament s'ha establert per part del usuari. El procés iteratiu té que convergir cap a una solució, obtenint a cada iteració una solució més pròxima a la solució real del sistema. Aquest procediment no sempre es exitós ja que el programa pot no convergir per que s'obtenen resultats molt allunyats a la realitat, o bé, perquè es continua iterant sense establitzar-se en cap valor continu per sobre de la limitació establerta.

Els residus és una forma de controlar el procés de convergència. Representen la diferència dels valors de cada variable obtinguts de entre les dues iteracions consecutives. Això implica que el procés iteratiu tendeix a convergir quan aquests residus disminueixen de forma progressiva, mentre que si els residus augmenten, significa que el procés difícilment convergirà.

També es pot donar el cas de que els residus s'estabilitzin amb valors més elevats del valor referenciat per l'usuari, significant que tot i que no arriba a la reducció dels residus desitjada, pot seguir sent una reducció considerable a tenir present. El que és vol expressar es que tot i no arribar a la convergència estipulada per l'usuari, els resultats al llarg d'un seguit d'iteracions en les quals s'observa l'estabilització definitiva dels residus, pot donar igualment uns resultats pròxims als valors reals del sistema.

Un cop linealitzades les equacions, adquireixen una forma representada a l'equació 6.19.

$$a_p \Phi_p = \sum_{nb} a_{np} \Phi_{np} + b \quad (6.19)$$

On a_n i a_{nb} són els coeficients de Φ en el centroide i cares respectivament. A l'equació 6.20 es defineix el residu escalat, representant l'error relatiu que s'ha produït en el càlcul de la variable Φ .

$$R^\Phi = \sum_{cel\cdot les} \sum_{nb} a_{np} \Phi_{np} + b - a_p \Phi_p / \sum_{cel\cdot les} a_p \Phi_p \quad (6.20)$$

L'evolució del càlcul del residu durant el procés iteratiu serà un bon referent per veure el desenvolupament dels càlculs i observar si els resultats obtinguts seran viables o no per a ser estudiats. Teòricament, el residu es té que reduir progressivament conforme es realitzen iteracions, però pot ocórrer un comportament oscil·latori que pot satisfer el criteri de convergència imposat sense ser la solució correcta, generant errors de càlcul que es poden acumular conforme el programa segueix fent la discretització temporal. Per tant, la convergència per si mateixa no sempre assegura un resultat viable, s'ha d'estudiar també l'evolució conforme es produeixen les iteracions, no únicament el resultat final dels residus.

El criteri de convergència en definitiva es un requisit imposat pel propi usuari per tal de determinar la qualitat de la simulació. La forma d'imposar aquest criteri es limitar el residu a uns valors que es considerin mínimament acceptables. Per tant, a cada una de les variables presents en el càlcul iteratiu se li assigna un residu màxim permès, fet que assegura que el procés iteratiu no es detingui fins que els residus de totes les variables siguin inferiors al residu màxim establert per a cada una d'elles. És en aquest punt que es pot dir que el sistema ha convergit sota els criteris imposats per l'usuari.

Tot i això, el procés iteratiu es pot interrompre també limitant el número d'iteracions màxima. Hi ha casos en que no s'arriba als residus màxims i el càlcul prossegueix de forma infinita. És en aquest punt en el que podem determinar el número màxim de iteracions realitzades, aturant el procés de càlcul en aquella iteració i obtenint els resultats. El fet d'haver realitzat càlculs previs i observant la gràfica de residus resultant, es pot veure a partir de quina iteració les variables s'estabilitzen, permeten fixar amb seguretat aquell punt com a màxim número iteratiu, ja que els residus de les següents iteracions obtindran el mateix resultat amb un temps de càlcul molt superior.

Aquests dos paràmetres, residu màxim permès i número màxim d'iteracions, seran claus a l'hora de dur a terme la simulació. Aquests resultats permeten obtenir una expressió clara que relaciona el temps, la qualitat i la capacitat del procediment, per tal d'obtenir uns resultats viables sense necessitar un temps excessiu de càlcul i sabent limitar les capacitats del sistema estudiat.

6.9 Transport d'espècies

Un fet característic del projecte realitzat és la barreja de dos fluids, concretament l'aire i el gas dièsel d'escapament. Aquest procés s'introduirà a l'ANSYS a través d'un model específic anomenat transport d'espècies (*Species Transport*), el qual permetrà estudiar amb més detall la concentració dels dos fluids i la seva barreja al sistema estudiat.

El transport d'espècies és l'estudi dels processos de transport de massa associats a un gradient de concentració. En aquest tipus de model no s'estudia el moviment mitjà de la massa global del sistema, la qual es duu a terme en la part fluidomecànica del estudi, si no el transport de les espècies químiques produïdes per la convecció-difusió molecular.

El model estudiat es basa en un procés dominat per la convecció, es a dir, la barreja de dos gasos en moviment, on no es pot fixar la concentració a la sortida del sistema un cop s'ha produït la barreja. Altres processos com els basats purament en la difusió, es a dir, la calor resultant, si que permeten determinar la temperatura un cop s'ha produït la barreja.

Aquest model es utilitza específicament en aquest projecte degut a la barreja que es produeix entre dos components de fluid diferents. El concepte de transport d'espècies està molt relacionat al concepte de difusió molecular, el qual està desenvolupat amb posterioritat. Per tant, tal i com es pot observar a l'equació 6.21, la fórmula de transport d'espècies té una part corresponent a la difusió.

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i c) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D \frac{\partial}{\partial x_i}\right) + S \quad (6.21)$$

On la u és la velocitat, c la concentració de l'espècie química, D el coeficient de difusió i S un terme que descriu el que es crea o destrueix en una reacció química junt amb altres factors que poden modificar la quantitat d'espècies. Aquest terme no es tindrà present concretament en aquest projecte ja que s'ha plantejat com un sistema tancat sense una reacció purament química entre els seus components. Per tant l'equació 6.22 sense la presència de la S serà la formulació que l'ANSYS plantejarà per al sistema estudiat.

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i c) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D \frac{\partial}{\partial x_i}\right) \quad (6.22)$$

On $\partial c / \partial t$ representa la variació temporal de la concentració i $\partial / \partial x_i (u_i c)$ són els termes convectius que representen la velocitat de flux, sense la qual, no es produiria el fenomen que caracteritza al transport d'espècies. D representa el coeficient de difusió, el qual és el transport sorgit a partir dels gradients de les concentracions. Aquest últim terme està molt present en la difusió massica.

Cal recalcar que inicialment s'ha depreciat el canvi de temperatura produït pel calor durant la barreja, al considerar el procés estudiat com isotèrmic, tot i que s'experimentarà per veure si l'afectació d'aquesta modificació és suficientment significativa com per tenir-ho present. Tampoc s'han estudiat el calor produït per la conducció i convecció de les parets del tubet per on el gas dièsel s'introduirà al tub d'aire.

Aquestes omissions, tot i que no són purament reals, no afectaran de forma significativa als resultats directes, però sí que tindrien un impacte molt important en la reducció del temps de càlcul si es tinguessin presents. Per tant, s'ha sospesat negligir d'aquests valors de la mateixa forma que s'ha fet amb la S anteriorment referida.

6.9.1 Difusió massica

La difusió massica és el fenomen pel qual les molècules, de forma aleatòria, es mouen fins a permetre la barreja completa dels components implicats. En termes generals, la difusió s'estudia com el transport molecular entre una substància respecte una altre, en el nostre cas, el gas dièsel de l'escapament i l'aire del tub del sistema creat.

S'explicarà a continuació la difusió que sorgeix com a conseqüència de un gradient de concentració del sistema. Existeixen altres tipus de difusió com pot ser la causada pel gradient de pressió o temperatura.

Per l'estudi d'aquest fenomen cal estudiar la Llei de Fick per un sistema binari, el qual permet definir el coeficient de difusió o difusivitat, D_{AB} de les substàncies A i B, en el cas concret d'aquest projecte, dièsel i aire.

L'equació vectorial de la Llei de Fick definida per una de les dues substàncies presents al sistema és la representada a l'equació 6.23.

$$J_A = -\rho D_{AB} \nabla Y_A - D_T \frac{\nabla T}{T} \quad (6.23)$$

On, la ρ es la densitat de la barreja, Y_a la fracció massica del component A, D_T es el coeficient tèrmic (Soret), T la temperatura i D_{AB} es el coeficient de difusió del sistema calculat a partir de la viscositat turbulenta del model de turbulència que s'explicarà posteriorment.

Es pot considerar un cas unidireccional i sense tenir present la temperatura, obtenint una expressió respecte el component z que correspon a l'equació 6.24.

$$J_{Az} = -\rho D_{AB} \frac{dw_A}{dz} \quad (6.24)$$

On J_{Az} és a la tasa de flux màssic per unitat d'aire, el qual es directament proporcional a la diferència de fracció màssica dividida per l'amplitud diametral de la tub per on entra, per exemple el dièsel (dw_A/dZ). Aquest flux màssic esta relacionat amb la velocitat mitja de la massa a la barreja (v_z), definida per una ponderació respecte les fraccions màssiques de cada component, tal i com es veu a l'equació 6.25.

$$v_z = Z_A v_{Az} + Z_B v_{Bz} \quad (6.25)$$

On v_{Az} i v_{Bz} representen la velocitat mitjana de les molècules de A i B en un element concret de volum. Gràcies a aquestes formulacions es pot obtenir la Llei de Fick la qual pot ser aplicada també a la substancia B amb un mateix coeficient de difusivitat.

En lo relatiu al transport d'espècies, ANSYS Fluent té ja un model predefinit per aquest tipus de fenòmens, a part de poder definir paràmetres de difusió en el propi programa. Es precisament el cas del nostre projecte, ja que té predefinida la barreja que es produeix al sistema, la qual esta indicada amb el nom de *diesel-air*.

El programa resol l'equació 6.24 corresponent a la Llei de Fick, utilitzant els valors predefinits *diesel-air*, així com característiques de la barreja com pot ser densitat i viscositats, les quals es deixaran per defecte. El que si s'editarà serà les concentracions a l'entrada del tub d'aire, a l'entrada del tubet o cànula del gas dièsel i a la sortida del sistema.

En cas de que el fluid sigui turbulent, l'equació aplicada serà diferent a la mostrada anteriorment, tal i com s'observa a l'equació 6.26.

$$J_A = -\rho D_{AB} + \frac{\mu}{Sc} \nabla Y_A - D_T \frac{\nabla T}{T} \quad (6.26)$$

On els nous valors de Sc representen la turbulència del número de Schmidt, definit per defecte a 0,7, i μ es la viscositat turbulenta.

Per a moltes barreges multicomponents l'equació de l'energia també és necessària tenir-la present degut al transport de l'entalpia quan es duu a terme la difusió de les espècies, tal i com s'observa a l'equació 6.27.

$$\nabla \cdot [\sum_{i=1}^n h_i J_i] \quad (6.27)$$

Es especialment important aplicar aquesta fórmula a l'entalpia i no hauria de ser negligida. En particular quan el factor de Lewis (Le) de l'equació 6.28 per qualsevol espècie és lluny de la unitat, fet que pot provocar errors considerables si es no es té present.

$$Le = \frac{k}{\rho c_p D_m} \quad (6.28)$$

On k representa la conductivitat tèrmica. ANSYS inclou aquesta equació a la seva formulació de les espècies per defecte per tal d'evitar possibles errors si no es té present.

Amb les característiques entrades ANSYS Fluent resoldrà les equacions anteriors mitjançant una discretització d'igual forma que les equacions del apartat 6.6, que permetran calcular el transport i concentracions locals de les espècies a la sortida del sistema.

6.9.2 Paràmetres i concentracions dels fluids

Quan es realitza una barreja entre dos o més espècies, existeixen determinats paràmetres a considerar, com pot ser l'efectivitat de la mescla de les espècies utilitzant característiques geomètriques o diferents règims de fluid.

Per a realitzar la barreja, com ja s'ha indicat a l'apartat anterior el model predefinit de *disel-air* inclou moltes d'aquestes característiques, i per tant, no s'hauria d'importar característiques externes mitjançant funcions definides per l'usuari o UDF. Aquest fet permet definir les concentracions químiques a l'entrada del tub del sistema que representa l'aire i a l'entrada del tubet per on s'injecta el gas dièsel.

Les concentracions definides per l'aire i introduïdes al programa ANSYS són les següents:

- Oxigen (O): 0,21.
- Nitrogen (N_2): 0,78.

Les concentracions definides pel gas dièsel i introduïdes al programa ANSYS són les següents:

- Oxigen (O): 0,15.
- Diòxid de carboni (CO_2): 0,071.
- Aigua (H_2O): 0,026.
- Nitrogen (N_2): 0,752.

Altres concentracions de molt menor presència al dièsel com són el CO, NO_x, PM, HC, Aldehid i les partícules en suspensió no estan representades per defecte a l'ANSYS Fluent, ja que no té una afectació molt significativa per a un càlcul generalista. En el cas del nostre projecte, però, s'està estudiant les partícules en suspensió, pel que s'hauran de calcular manualment les concentracions a la barreja de sortida en funció de les proporcions màssiques del gas dièsel. D'aquesta manera s'obtidran uns valors més pròxims a la realitat.

6.10 Viscositat

6.10.1 Número de Reynolds

El número de Reynolds és un número adimensional desenvolupat per Osborne Reynolds a finals del segle XIX, que relaciona els esforços convectius amb els esforços viscosos. Això permet determinar una naturalesa del fluid i així realitzar el corresponent estudi posterior. L'expressió adimensional és la representada a l'equació 6.29.

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{u D}{\nu} \quad (6.29)$$

On la u correspon a la velocitat en un determinat eix (en el cas d'aquest projecte seria l'eix y al llarg del qual es mourà l'aire), la D és el diàmetre del tub, μ la viscositat dinàmica i ν la viscositat cinemàtica.

El número de Reynolds bàsicament és un indicador de pèrdua d'energia causat pels efectes viscosos del fluid. Amb aquest valor es pot classificar el règim d'un fluid en laminar o turbulent, el qual depèn del número de Reynolds calculat. Si el número de Reynolds és menor de aproximadament 2300 és laminar, si està entre un rang de 2300 i 4000 és regim de transició i si és major de 4000 el regim és turbulent.

Tal i com es veu a la figura 74, de forma molt simplificada i esquemàtica, el moviment del fluid correspondrà a un flux laminar i el b a un turbulent.

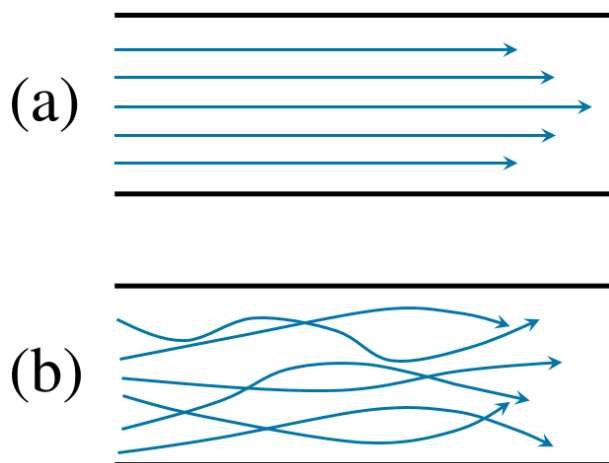


Figura 74. Flux laminar (a) i flux turbulent (b) d'un fluid.

La presència del ventilador a l'entrada del tub facilita deduir que el fluid del projecte correspondrà a un règim turbulent.

6.10.2 Models de viscositat

ANSYS Fluent utilitza multitud de configuracions viscoses per tal d'adaptar-se el millor possible al fluid que s'està estudiant. Algunes d'aquestes configuracions són les que estan representades a la figura 75.

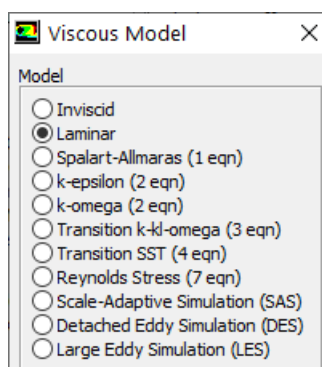


Figura 75. Models de viscositat.

Si cap de les situacions llistades a la figura anterior es pot adaptar al sistema que s'estudia, i s'ha d'utilitzar un model de viscositat extern, es pot incloure o importar l'equació que compleix aquest nou model a través de funcions definides per l'usuari (UDF). En el nostre cas, i tal i com s'indica en el

següent apartat, el projecte estudiat permet realitzar l'estudi amb una de les funcions turbulentes ja representades en el propi ANSYS.

6.10.3 Model k-epsilon

El model de viscositat seleccionat per a duu a terme l'experiment serà el model k-epsilon. Això significa primerament que es pressuposa que el règim del fluid serà turbulent.

El model k-epsilon és el model de CFD més utilitzat per a simular fluids turbulents. El model estàndard k-epsilon per a fluxos turbulents es basa en l'equació 6.30 i el de dissipació en la 6.31.

$$\frac{\partial(pk)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (6.30)$$

$$\frac{\partial(p\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6.31)$$

On u_i representa la velocitat en la direcció i , E_{ij} és la velocitat de deformació i μ_t la viscositat *eddy*. Aquesta viscositat depèn de l'equació 6.32.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.32)$$

On molts dels valors de C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ són constants determinades a través de les iteracions i el seu ajust de les corbes per a un rang de fluxos turbulents.

Tenint present que el model estudiat es basa en la rotació del ventilador, existeix una submodalitat del model k-epsilon anomenat *Realizable*, el qual permet obtenir resultats millorats respecte el model k-epsilon estàndard per a geometries complexes, especialment, i tal i com és el cas d'aquest projecte, en situacions on la trajectòria del flux es veu afectada per la rotació.

6.11 Densitat

6.11.1 Fluids miscibles

La miscibilitat de dos fluids normalment es considera per líquids. En aquest cas, tot i ser dos gasos els estudiats, s'ha de tenir present que un dels components d'un dels gasos com és el dièsel, conté partícules sòlides en suspensió que podrien fer creure que els dos fluids no són miscibles entre ells. Tot i això, degut a la dimensió reduïda de les partícules i la seva quantitat en comparació, la proporció d'altres components del dièsel, fan que la dissolució entre els dos gasos sigui pròpia de dos fluids miscibles entre ells.

La densitat pròpia del fluid resultant serà la que ve determinada de sèrie per la barreja *disel-air* ja definida prèviament per la pròpia llibreria d'ANSYS Fluent.

6.11.2 Fluid incompressible

Una característica d'extrema importància dintre del plantejament dels fluids estudiats, és determinar la compressibilitat o no del propi fluid, ja que si s'utilitza un model basat en la pressió, la densitat serà constant i per tant, el fluid incompressible; i en un model més complex basat en la densitat, la variació d'aquesta suposarà que aquell fluid es podrà comprimir.

Per tal de comprovar si aquest fluid és incompressible o no, especialment per gasos que es mouen per l'interior de tuberes, com és el cas del projecte estudiat, es pot utilitzar el número de Mach, el qual compara la velocitat de l'aire que s'estudia amb la velocitat del so. Seguint la seva formulació es pot plantejar l'equació 6.33.

$$M = \frac{V}{V_s} \quad (6.33)$$

On la V representa la velocitat estudiada dintre del tub i la V_s la velocitat a la que es transmet el so per l'aire, ja que és el component que estem estudiant. Sabem que la V_s , és a dir, la velocitat del so, és de 343,2 m/s. La V estudiada serà de 5,5 m/s, l'únic valor experimental del que disposa al projecte, el qual va ser mesurat al dimensionament inicial del apartat 5.1.1, on encara no està present l'orifici del venturi o el segon ventilador. Tot i que no és la velocitat que correspondrà al model final del projecte, si que permet determinar la compressibilitat de l'aire que circularà pel tub, ja que els canvis posteriors de la

geometria no són tan significatius com per poder provocar la compressibilitat de l'aire. S'utilitza la equació 6.34 per calcular el valor de Mach (M) per aquest sistema.

$$M = \frac{5,5}{343,2} = 0,01603 \quad (6.34)$$

El valor de referència per el número de Mach és 0,3. Qualsevol gas que circula a una diferència de Mach respecte el so inferior a aquest 0,3 es pot considerar com a fluid o gas incompressible. Si ho apliquem al resultat obtingut del número de Mach amb un valor de 0,01603, significativament per sota del 0,3, suposa que el fluid que s'estudiarà es incompressible.

El fet de que el fluid sigui incompressible permetrà l'obtenció de resultats més precisos a causa de les equacions menys complexes, comparades amb les que s'utilitza en fluids compressibles. També reduirà significativament el temps de càlcul emprat per a la resolució, ja que el projecte es basa en les pressions, i no en la variació de la densitat, per a realitzar molts dels càlculs.

6.10 Temps

El temps a la simulació de l'ANSYS ve determinat principalment per dos models: estacionari o transitori. Per tal de poder assegurar quin dels dos models és viable per el sistema estudiat, requerirà fer proves amb els dos mètodes, per veure si el flux del fluid s'estabilitza en el temps o no quan ha passat els moments inicials. Al tractar-se de la generació d'un corrent d'aire a l'interior d'una tub a través d'un ventilador, és lògic que els moments inicials del model seran transitoris a causa del pas de repòs a moviment constant rotacional dels ventiladors. Tot i això, és viable suposar que superat aquests instants inicials el flux de l'aire pot variar a un flux pràcticament estacionari. Tenint present que l'estudi del flux transitori requereix un temps de càlcul molt superior a l'estacionari, s'haurà de comprovar en l'apartat de resultats si les diferències validen la utilització d'un model més complex turbulent, o permet realitzar correctament un model més senzill com és el estacionari.

6.11 Condicions i valors de contorn

6.11.1 Condicions de les cel·les als sòlids estudiats

Les condicions a les zones de cel·les serveixen per definir els materials dels quals està compost el model que s'estudia, com és el tipus de fluid que circula a l'interior del sistema, així com la rugositat i altres factors del tub. En el cas d'aquest estudi, les primeres proves que es realitzaran en el apartat 8 de simulacions, es deixarà per defecte l'afectació del material del tub.

El que si que es determinarà serà la composició tant de l'aire que circula inicialment pel tub com l'entrada del gas dièsel, així com la posterior barreja *air-diesel* resultant. Les composicions internes del fluid abans i després de la mescla, determinades per la concentració seran introduïdes directament a les condicions de contorn de les seccions.

La presència del ventilador al sistema no afectarà únicament a les condicions de contorn referents a les seccions, també afectarà a les cel·les que componen els diferents sòlids de la geometria, ja que s'haurà d'indicar la rotació dels dos eixos del ventilador situats a l'entrada i sortida del tub per on circularà l'aire i la posterior barreja.

Tal i com es pot observar a la figura 76, s'ha establert inicialment una rotació de 3200 rpm negativa respecte l'eix Y del sistema degut a la posició actual i sentit d'aquest eix, la qual es per defecte la velocitat i sentit de gir propi del model del ventilador utilitzat.

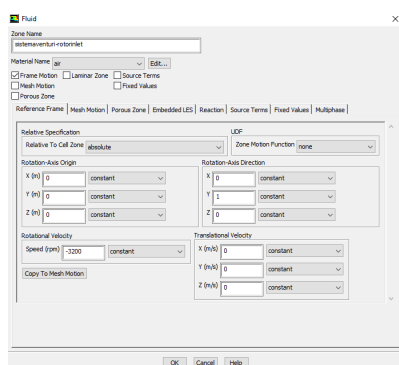


Figura 76. Característiques de les cel·les al rotor del ventilador situat a l'entrada del tub.

Per definir aquesta rotació del ventilador s'ha de seleccionar *Frame Motion*, el qual determina que les cel·les referents a aquell punt estan rotant. Concretament a aquesta rotació s'ha de fer respecte la direcció de l'axis, en el cas estudiat, la direcció Y degut a la posició i sentit de les coordenades del sistema estudiat, tal i com es pot observar la figura 71 del apartat 6.4.

El rotor situat a la sortida del tub serà anàleg al rotor a l'entrada amb l'excepció que el material que circularà per aquest rotor no serà l'aire que entra del exterior, sinó la barreja del dièsel i l'aire, *diesel-air*, barrejat amb posterioritat a l'orifici on es produeix l'efecte venturi, tal i com es pot veure a la figura 77.

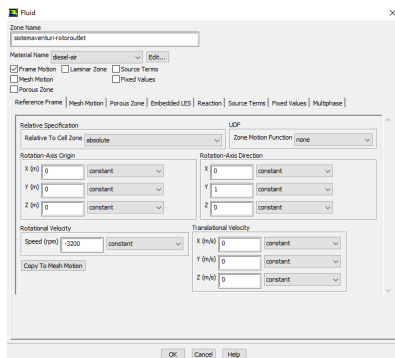


Figura 77. Característiques de les cel·les al rotor del ventilador situat a la sortida del tub.

Destacar que aquesta velocitat marcada pels dos ventiladors, serà una de les variables que posteriorment es variaran per tal de provar diferents modificacions.

6.11.2 Condicions de contorn a les seccions

Les principals condicions de contorn del problema seran les que definiran els valors i variables que posteriorment aplicaran les equacions anteriorment descrites. Ja s'han exposat inicialment a l'apartat 6.4 les característiques principals amb les que s'haurien de definir les seccions de contorn, pel que es resumirà breument els valors entrats en cada una d'elles, afegint les concentracions màssiques a l'entrada del aire i del gas dièsel pròpies del model de transport d'espècies que anteriorment no s'havia plantejat.

Aquestes principals condicionants i valors de contorn, de forma resumida, seran:

- Inlet: es considerarà aquest *inlet* com l'entrada del aire al sistema. Com es vol simular que aquest aire és el que circula al exterior del tub, es definirà un *pressure-inlet* a pressió atmosfèrica i temperatura per defecte.
- WallStatorInlet: paret definida com a *inlet* de la secció que rodeja la simulació d'aire ambient, generant que l'aire que simula aquest ambient no únicament provingui d'una única direcció. Es definirà dons un *pressure-inlet* amb característiques idèntiques al Inlet. Valors igualment per defecte a pressió atmosfèrica.

- Outlet: sortida del aire del sistema, es considerarà de nou la pressió atmosfèrica per defecte, definint un *pressure-outlet*. Pressió atmosfèrica a una temperatura desconeguda.
- GasInlet: es considerarà aquest *inlet* com l'entrada del gas dièsel al sistema. Com es desconeix la velocitat o pressió a la que entrarà aquest gas degut a que no s'han pogut realitzar proves experimentals, es definirà com un *pressure-inlet*. La temperatura s'ha estipulat per 500 °C.
- WallStatorGasInlet: considerada com *wall*, suposa la paret interna del tubet o cànula d'entrada del gas dièsel al sistema. Temperatura molt pròxima als 500 °C.
- PropellerInlet: paret del rotor del ventilador a l'entrada. Per tant, s'haurà de definir un *wall* en moviment, que ha de correspondre a la velocitat i sentit de gir del RotorInlet, tal i com s'observa a la figura 78.

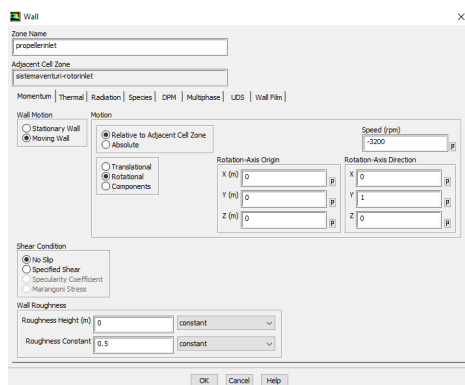


Figura 78. Característiques del *wall* de la secció PropellerInlet.

- PropellerOutlet: situació anàloga al PropellerInlet. Paret del rotor del ventilador a la sortida. Per tant, s'haurà de definir com un *wall* en moviment, que ha de correspondre a la velocitat i sentit de gir del RotorOutlet, tal i com s'observa a la figura 79.

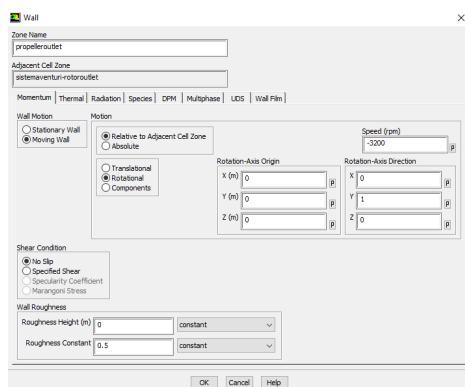


Figura 79. Característiques del *wall* de la secció PropellerOutlet.

- WallStatorTube: secció principal que engloba gran part del tub, incloent l'orifici que provocarà el venturi així com la secció externa del tubet per s'injecta el gas dièsel. Es definirà com un *wall* estàtic amb valors per defecte, tant de rugositat com temperatura.

- WallStatorOutlet: secció que fa funció de paret a la reducció del diàmetre previ a la sortida del sistema, just abans de la col·locació del cabalímetre al disseny experimental. Es definirà com un *wall* estàtic.
- WallRotorInlet: secció que fa la funció de la paret al ventilador situat a l'entrada del tub. Es definirà com un *wall* estàtic.
- WallRotorOutlet: secció que fa la funció de paret al ventilador situat a la sortida del tub. Es definirà com un *wall* estàtic.

Al estar estudiant un model que te present el transport d'espècies s'haurà de definir les concentracions als dos *inlets* del sistema, Inlet i GasInlet, tal i com es va indicar en el apartat 6.9.2, per les concentracions que representen l'aire (Inlet) i el gas dièsel (GasInlet).

Al Inlet s'introduiran les concentracions màssiques en tant per u exposades la figura 80, i al GasInlet les de la figura 81.

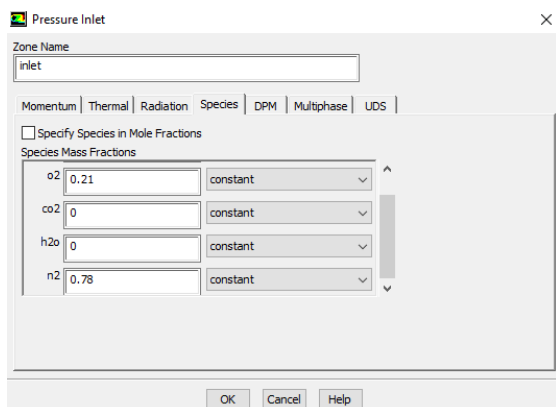


Figura 80. Concentracions màssiques del aire al Inlet.

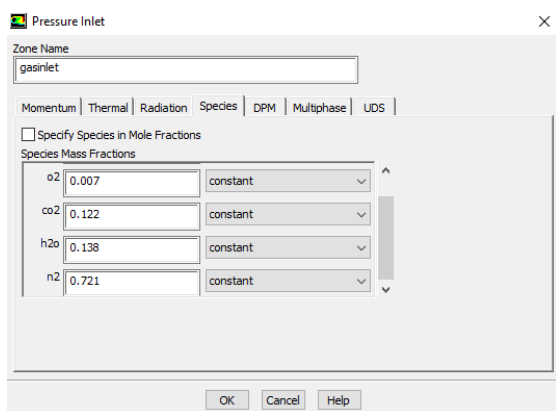


Figura 81. Concentracions màssiques del gas diesel al GasInlet.

També afectarà a les seccions de contorn la temperatura, ja que per fer l'estudi d'espècies, l'equació referent a l'energia i exposada en el apartat 6.6.3 serà també necessària. Les temperatures afectaran principalment a l'entrada GasInlet, ja que el gas provindria directament de la temperatura expulsada del gas d'escapament d'un vehicle dièsel, com al output del sistema, on la temperatura s'haurà reduït gràcies a la barreja amb l'aire a temperatura ambient que circula pel tub.

El valor de la temperatura s'estipularà de forma provisional en 500 °C, però serà un valor provisional i possiblement modificable degut a possibles incidències no desitjades a l'hora d'estudiar la barreja. S'ha de tenir present que el principal interès del projecte no es l'estudi termodinàmic de la barreja, sinó la composició, cabal, dilució i pressions resultats d'aquesta.

6.12 Resum general de la configuració estipulada

Per finalitzar aquest apartat, i un cop s'ha explicat les característiques bàsiques que defineixen el procediment que segueix ANSYS Fluent per a la resolució i obtenció de resultats es resumirà quina serà la configuració general que s'utilitzarà per estudiar el model.

S'ha de tenir present que també es farà un estudi preliminar per tal de validar el mallat plantejat en el apartat anterior utilitzant la geometria del dimensionament inicial, i posteriorment es farà el mateix pel dimensionament final.

Algunes de les configuracions plantejades en aquest apartat podran ser modificades en funció de les dificultats o problemàtiques obtingudes. Aquestes modificacions o proves es duran a terme en el capítol 8 del projecte.

6.12.1 Configuració del dimensionament inicial

La configuració del dimensionament inicial no té en consideració les equacions exposades anteriorment com pot ser el transport d'espècies o l'energia, no es produeix un efecte venturi dintre del tub ni es barreja amb el gas dièsel. Únicament es tracta d'un tub amb un únic ventilador situat a l'entrada que impulsa un corrent d'aire. Aquest dimensionament força més simple que el dimensionant final permetrà experimentar de forma molt més ràpida i senzilla en cas de necessitar-ho. També es podrà comparar l'únic valor experimental obtingut com és la velocitat a la sortida del tub, per tal de comprovar els resultats obtinguts de forma computacional. Aquest aspecte serà especialment útil a l'hora de realitzar el mallat de la geometria, ja que permetrà extrapolar característiques del mallat d'un dimensionament a un altre.

Per tant, el model del dimensionament inicial basat en la geometria exposada a l'apartat 5.1 complirà les següents condicions bàsiques que definiran el model computacional:

- Turbulent: el fluid seguirà una viscositat del model k-epsilon.
- Estacionari: els resultats seran constants en el temps superats els moments inicials.
- Basat en la pressió: model incompressible, la densitat serà constant.
- Mètode de resolució SIMPLE: Equacions de primer ordre, model que per defecte utilitza ANSYS per a la resolució matemàtica de les equacions.
- Gravetat: $-9,81 \text{ m/s}^2$ a l'eix Z.
- No es té present inicialment les equacions d'energia: al no produir-se la barreja en aquest model de dimensionament inicial no es necessari tenir present la temperatura, i per tant, l'energia.

6.12.2 Configuració del dimensionament final

Tot i que el model de dimensionament final complirà molts dels paràmetres anteriorment descrits al model inicial, s'ha de tenir present la barreja ocasionada en el sistema, així com l'orifici previ que genera l'efecte venturi, el segon ventilador a la sortida i un escurçament just abans del *outlet* del sistema, que afectaran als paràmetres necessaris per dur a terme l'estudi.

Basant-se amb la geometria descrita a l'apartat 5.2, el dimensionament final del projecte complirà les següents condicions bàsiques que definiran el model computacional:

- Turbulent: el fluid seguirà una viscositat del model k-epsilon.
- Estacionari: els resultats seran constants en el temps superats els moments inicials, tot i que es podria modificar en cas de no obtenir resultats viables.
- Basat en la pressió: model incompressible, la densitat serà constant.
- Mètode de resolució SIMPLE: equacions (*upwind*) de primer i segon ordre.
- Mètode COUPLED: equacions (*upwind*) de primer i segon ordre.
- Validació dels mètodes: es compararà l'*upwind* del SIMPLE i COUPLED.
- Gravetat: $-9,81 \text{ m/s}^2$ a l'eix Z.
- Transport d'espècies: s'haurà d'aplicar aquest model degut a la barreja de dos gasos diferents, l'aire i el dièsel que prové dels gasos d'escapament.
- Energia: al produir-se la barreja en aquest model dimensional serà també necessari tenir present les equacions d'energia que afecten de forma directe a la temperatura.

7 MALLAT

7.1 Importància del mallat

El mallat és una de les etapes de l'anàlisi de fluids computacionals més importants. Determinarà, a partir del nombre total de nodes i d'elements, la precisió i l'eficàcia dels resultats obtinguts.

Es tracta d'una subdivisió d'elements delimitats pels nodes. Es formen cel·les que ajusten el mallat corresponent a la geometria. L'estudi es realitza tenint en compte cada una d'aquestes cel·les.

Com més elevat sigui el nombre d'elements presents a la malla, més acurat serà el resultat. Ara bé, també s'ha de tenir en present que, com més elevat és aquest nombre, més temps es triga a obtenir els resultats de les proves.

L'objectiu d'aquest apartat serà el de determinar un mallat suficientment precís que no necessiti un temps massa elevat de càlcul.

7.2 Problemes previs al mallat de la geometria

El principal problema que s'ha de tenir present és que el programari estudiantil de l'ANSYS permet un número limitat d'elements per mallat, pel que tot i voler obtenir un mallat més precís degut a la diferència de mides del disseny, seria impossible de realitzar amb l'actual llicència d'ANSYS de la que es disposa.

Principalment per aquesta diferència de mides entre diferents parts del disseny (del gruix del diàmetre d'entrada del gas d'1 mm a la longitud total del tub per on circula l'aire de 900 mm, per exemple), el mallat realment requerit seria força complicat de realitzar, i amb un número de elements i nodes molt elevat.

El problema secundari del model estudiat és el fet de que el disseny no pot estar dividit per l'eix de simetria degut al moviment rotacional dels ventiladors i de la posició del cabalímetre o sensor que està descentrat del eix de referència. Aquest fet suposa el no poder estudiar únicament la meitat de la peça o simplement un estudi en 2D, fet que reduiria de manera substancial el número d'elements del mallat, i per tant, el temps de càlcul del problema.

Per sort, ANSYS permet realitzar mallats automàtics on pots definir certs paràmetres concrets per tal d'ajustar-ho a les característiques, temps de càlcul o precisió que es desitja. Per tant, aquest mode permetrà modular fàcilment el número d'elements obtinguts a través de la mida màxima de les cel·les, evitant així sobrepassar el límit estipulat per la llicència.

Aquestes problemàtiques faran que el mallat no sigui totalment precís, afectant directament als resultats obtinguts. S'haurà de tenir present doncs un cert marge d'error en els resultats obtinguts.

7.3 Plantejament del mallat

La disparitat entre mesures, tal i com s'ha comentat a l'apartat anterior, dificulta determinar quin tipus de mallat pot ser el més adient per les zones específiques on la mida es especialment petita.

Aquestes zones especialment conflictives son:

- L'espai entre els àleps i l'orifici propi dels ventiladors on estan instal·lats.
- El gruix del tubet o cànula que injecta el gas dièsel a l'interior del tub d'aire.
- El propi orifici que genera l'efecte venturi.
- La reducció relativament brusca del diàmetre just després del ventilador a la sortida.
- La secció del diàmetre del tub principal entre el orifici que genera l'efecte venturi i l'entrada del gas dièsel.

Gràcies a un mallat automàtic aquestes zones reben un tractament especial al detectar que són punts especialment sensibles. Són zones que interessa mallar de forma més exhaustiva per tal d'assegurar que l'estudi en aquells punts sigui especialment meticulós.

Tot i aquest mallat automàtic, es pot complementar amb paràmetres que poden ajudar a aquesta automatització, com pot ser el *sizing* en aquestes determinades zones, especialment en cas de que el programa no les hagi detectat com problemàtiques. El *sizing* permet identificar la mida dels elements que el programa subdivideix per a fer l'estudi en un punt determinat, assegurant un bon anàlisi en aquella superfície. Els punts descrits anteriorment compleixen els paràmetres per a fixar aquestes característiques i delimitar que la mida de les cel·les en aquesta regió sigui inferior a la mesura original del mallat general.

Hi ha altres opcions, més allà del número de nodes de què disposa la geometria, com pot ser el tipus de generació de la malla, el seu creixement progressiu, la forma de les cel·les, etc. Tanmateix, però, s'ha considerat que el *sizing* és la millor opció per a l'estudi de la geometria.

7.4 Validació del mallat al dimensionament inicial

7.4.1 Plantejament del mallat

A causa de la irregularitat i de les dimensions de la geometria, determinar el seu mallat de manera precisa és relativament complex. A això s'afegeix el fet que la densitat del mallat no pot ser excessiva ja que el temps per realitzar el lliurament d'aquest projecte és limitat, per tant, també ho és el número de nodes i elements que es poden utilitzar.

Per tal de comprovar que aquest mallat té una funcionalitat efectiva, s'ha decidit utilitzar el model de geometria del dimensionament inicial del apartat 5.1, amb els seus valors de velocitat coneguts experimentalment a l'apartat 5.1.1, per tal de validar que el mallat aplicat a aquella geometria obté uns valors aproximats als desitjats. És cert que la geometria del dimensionament inicial no és la final, però sí que té punts crítics comuns com la distància entre les aspes i el diàmetre intern del ventilador, que permetran comprovar que el mallat més exhaustiu en aquella àrea, obté uns resultats més adients en els dos dimensionaments.

El model inicial no conté la barreja de components entre aire i dièsel, permeten que es pugui implementar un model molt incipient per tal de obtenir els resultats de la simulació. Aquests resultats, tal i com s'han definit a la figura 57 del projecte, corresponen a una velocitat aproximada a la sortida del tub del dimensionament inicial de 5,5 m/s.

Un cop s'obtinguin resultats adients pel mallat inicial, s'utilitzarà el mateix mètode pel mallat de la geometria final, el qual ens permetrà centrar els esforços ja no tant amb el mallat en si, sinó en el mètode de càlcul adient per al projecte.

L'ideal per aquest tipus de projectes és realitzar multitud de proves amb diferents mallats directament a la geometria completa, però degut a que l'estudi de la geometria completa inclou la barreja de components així com un mallat amb un número d'elements força ampli, les hores destinades al càlcul serien massa extenses. Per tant, el motiu principal darrera de la decisió d'aquesta metodologia es veu condicionat principalment pel factor temps, el qual seria massa elevat degut al temps limitat del que es disposa per a realitzar aquest projecte.

7.4.2 Procés de mallat

La generació del mallat automàtic predefinit, sense modificacions, al dimensionament inicial s'obté el resultat corresponent a la figura 82.

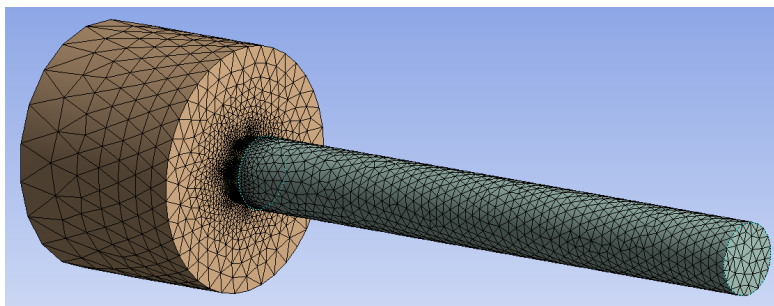


Figura 82. Mallat predefinit del dimensionament inicial.

Com s'observa, el mallat es concentra just al punt que havia indicat en apartat anterior, al ventilador situat a l'entrada del tub. Tot i això, es veu com la mida dels elements en que es divideix la peça no són lo suficientment petits al llarg del tub, fet que pot ocasionar problemes a l'hora d'obtenir els resultats. Si s'observa amb més detall l'interior del fluid que representa la peça es pot confirmar el dit anteriorment. Per això es realitza un tall longitudinal de la peça i es representa els elements en 3D. D'aquesta manera mostra de forma realista el volum que ocupa aquest element dintre del mallat. A la figura 83 es pot veure com la formació d'aquests elements connectats pels nodes es massa gran en comparació al volum total del tub.

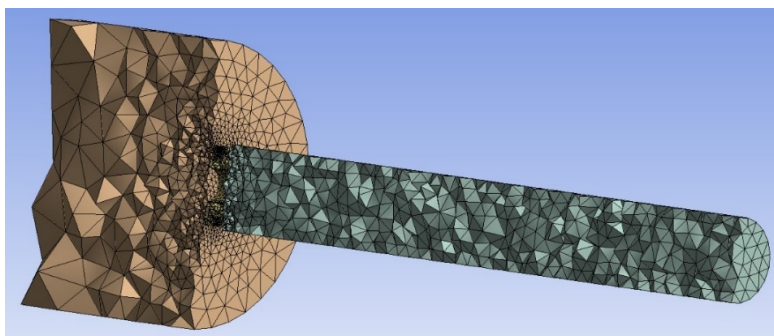


Figura 83. Tall longitudinal del mallat automàtic amb els elements en 3D.

Per tal de solucionar aquesta problemàtica es modificarà el *sizing* o mida màxima dels elements representats anteriorment. D'aquesta manera es mantindrà la mida reduïda a la zona que requereix un mallat més exhaustiu com es el ventilador, i alhora s'evitarà que al llarg del tub la grandària dels elements sigui tan elevada.

Les característiques per defecte són representades a la figura 84.

Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18,0 °)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (0,7220 mm)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (72,20 mm)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (144,40 mm)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20)
Minimum Edge Length	2,50 mm

Figura 84. *Sizing* del mallat automàtic.

El *Max Face Size* fa referència a la mida màxima del mallat a les superfícies de la geometria, mentre que el *Face Size* es refereix a la mesura del mallat conforme s'allunya de la superfície més pròxima que té com a referència. El creixement conforme el mallat es separa d'aquesta superfície ve determinat pel *Growth Rate*.

A la imatge 84 es pot veure clarament com la mida màxima es de 144,4 mm i la mida màxima de la superfície es de 72,2 mm, valors que hauran de ser clarament reduïts per tal de obtenir una geometria més compacta, però sense caure en una reducció massa brusca que augmenti en excés el temps posterior de càlcul.

Per tant, es provarà si amb una mida màxima de 80 mm i una mida màxima de la superfície de 10 mm, la geometria obté un mallat més pròxim al desitjat. S'han reduït les dues mides màximes, però més acusadament la mida de la superfície degut a que la separació entre superfícies al ventilador és molt reduïda, pel que l'afectació serà força més determinant.

Hi han altres paràmetres que també poden ajudar a que el mallat automàtic sigui més precís. És el cas d'*Use Advanced Size Function: Curvature*, el qual estipula que l'ús avançat del mallat automàtic únicament és a les curvatures. Tenint en compte que els punts crítics no són únicament curvatures, s'inclourà el model de *Proximity and Curvature*, que aplicarà també aquest mallat automàtic avançat a superfícies molt pròximes entre elles, com es el cas dels àleps i l'obertura del ventilador.

Un paràmetre important és el *Smoothing*, el qual està per defecte en *Medium*. Aquest paràmetre millora substancialment la qualitat del mallat desplaçant les localitzacions dels nodes respecte altres nodes i elements adjacents a ell. El número d'iteracions es pot seleccionar per tal d'obtenir una millor precisió per calcular aquestes localitzacions. Per millorar el mallat ja existent es fixarà el *Smoothing* en *High*, és a dir, l'opció més detallada possible.

El paràmetre *Transition*, per defecte en *Slow*, determinarà la velocitat a la que es calcula la transició d'un element del mallat a un altre. Ràpid equival a una precisió menor amb un temps de càlcul inferior. Lent suposa una precisió major amb un augment de temps implícit.

Un altre paràmetre a tenir present, potser no tan determinant com els paràmetres anteriors, és el *Relevance Center*, per defecte en *Coarse*, el qual estipula com és la transició entre cel·les del mallat respecte un centre. Per defecte està marcat en la més gruixuda o tosca, la menys detallada. S'estipularà que ho calculi en *Fine* o fina, la qual és la que té una taxa d'error de càlcul més petita.

Hi ha un altre paràmetre molt important com és el *Growth Rate*, que fa referència a l'augment màxim del rati de creixement que una cel·la pot tenir en comparació a les adjacents. S'acostuma a treballar amb el valor per defecte de 1,2, ja que tot i tenir una incidència i impacte significatiu en el mallat final, també pot ocasionar molts problemes a l'hora de generar-lo, motiu pel qual s'ha decidit no modificar-ho. Aquests errors en moltes ocasions es deuen a creixements descontrolats del número de cel·les al mallat si s'estipulen valors inferiors al de defecte (tal i com ha passat durant la realització d'aquest projecte), o mallats extremadament poc precisos amb valors superiors al de defecte.

Les modificacions realitzades es veuen reflectides a la figura 85.

Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Proximity and Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18,0 °)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	Default (3)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (0,21150 mm)
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	Default (0,21150 mm)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	10,0 mm
<input type="checkbox"/> Max Size	80,0 mm
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20)
Minimum Edge Length	2,50 mm

Figura 85. *Sizing* del mallat automàtic modificat.

A la figura 86 es pot observar el resultat final d'aquest mallat.

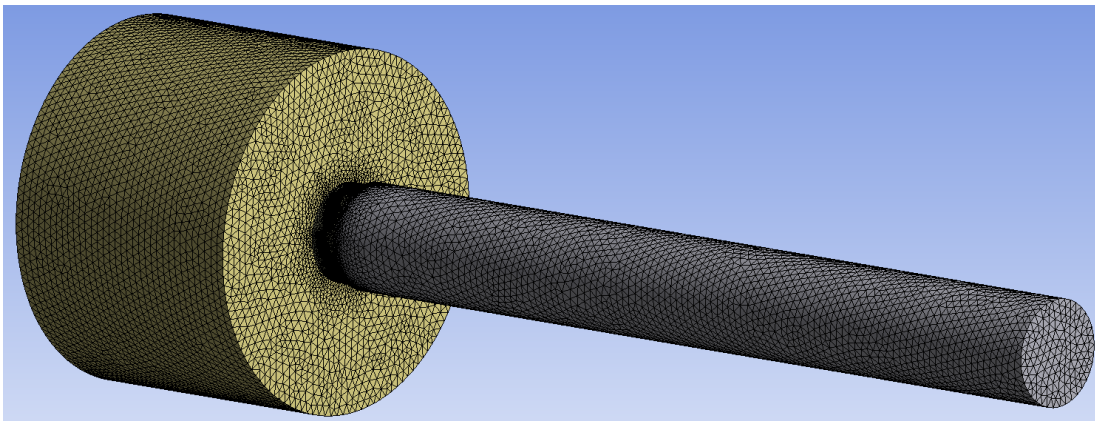


Figura 86. Mallat modificat del dimensionament inicial.

Tal i com s'observa a la figura, les cel·les han reduït considerablement la seva mida, fet que ha augmentat significativament el refinament del mallat, augmentant el número d'elements i nodes de la geometria.

Si es realitza el tall, representat a la figura 87, com s'ha fet anteriorment pel model predefinit, s'observa en tres dimensions com la mida de les cel·les s'ha vist considerablement reduïda al llarg del tub i especialment al ventilador. Les superfícies pròximes a les parets del tub ara també tenen un refinament més exhaustiu que la versió anteriorment mostrada.

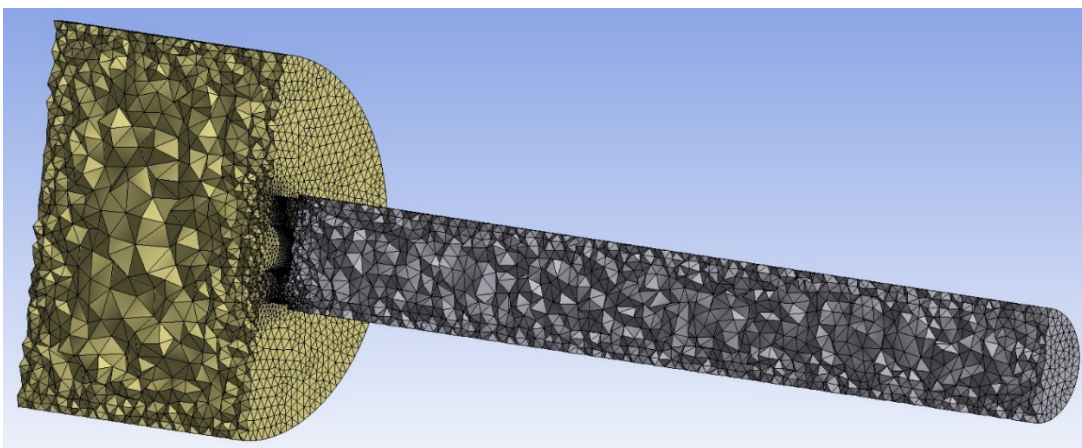


Figura 87. Tall longitudinal del mallat modificat amb els elements en 3D.

Per tal de veure amb més detall aquest refinament al punt crític, les figures 88 i 89 mostren la visualització ampliada amb i sense tall respectivament, del ventilador a l'entrada del tub.

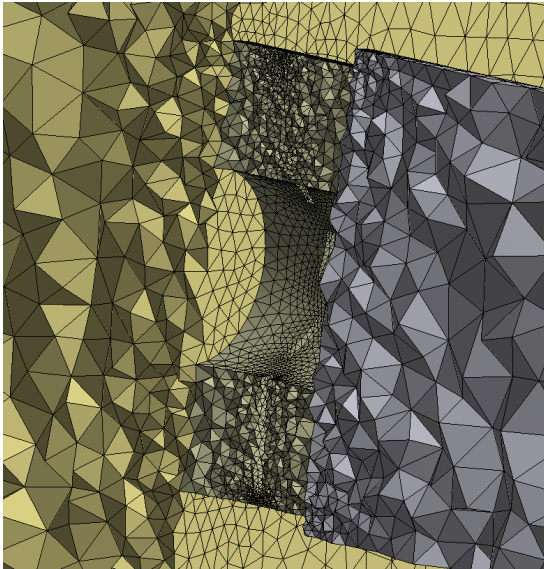


Figura 88. Tall del mallat en 3D del ventilador.

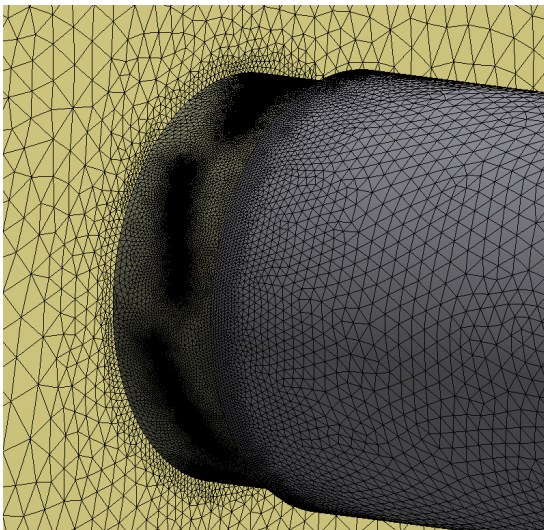


Figura 89. Mallat exterior del ventilador.

Hi ha mètodes que ajuden a complementar les modificacions anteriorment explicades, com son: *Method*, *Contact Sizing*, *Refinement*, *Mapped Face Meshing*, *Match Control*, *Pinch* o *Inflation*. Sense entrar en detall en cada un d'ells, s'introdueixen per tal de millorar zones concretes de la geometria segons les necessitats específiques desitjades.

Recalcar que s'han provat alguns dels mètodes anteriorment citats per tal d'ajustar de forma més detallada les seccions dels àleps del ventilador, però en molts d'ells, el resultat obtingut generava un mallat molt semblant a les zones d'interès comparat amb el mallat automàtic.

El que si que s'ha demostrat obtenint una major precisió a l'hora d'acotar els àleps, ha sigut el mètode de refinament. Tal i com es veu a la figura 90, i comparada amb la figura 88, s'observa com defineix de forma molt més clara el contorn que tracen els àleps.

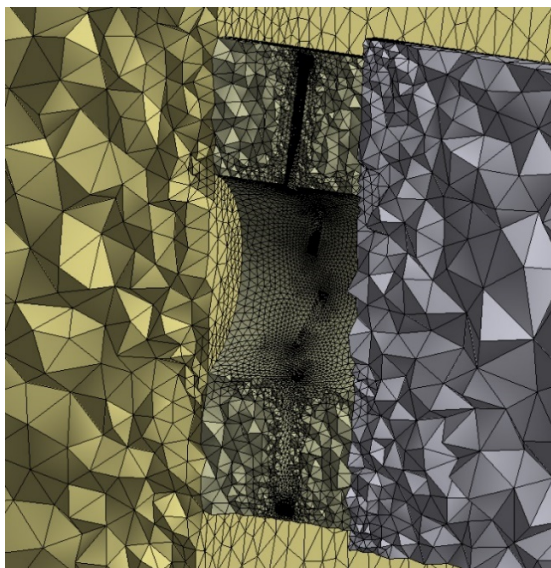


Figura 90. Refinament dels àleps del ventilador.

Serà finalment aquest mallat, el que de comprovar-se en el següent apartat que obté valors pròxims als reals, s'aplicarà a la geometria final, evidentment, realitzant els canvis adaptatius necessaris.

7.4.3 Validació del mallat

Per tal de comprovar que el mallat generat a l'apartat anterior obté uns valors realistes, és realitzarà un model bàsic de *setup* per comprovar que les velocitats a la sortida del tub són les desitjades. No s'entrarà en detalls específics, ja que les diferents configuracions del *setup* corresponen al pròxim capítol 8 del projecte.

Tal i com s'ha indicat a 6.12.1 es considera un fluid incompressible, estacionari i amb un model de viscositat k-epsilon. Com és més que provable que no s'arribi a la convergència per valors inferiors a 10^{-5} , es realitzarà un número limitat de 2000 iteracions.

La gràfica del procés iteratiu es la que s'observa a la figura 91.

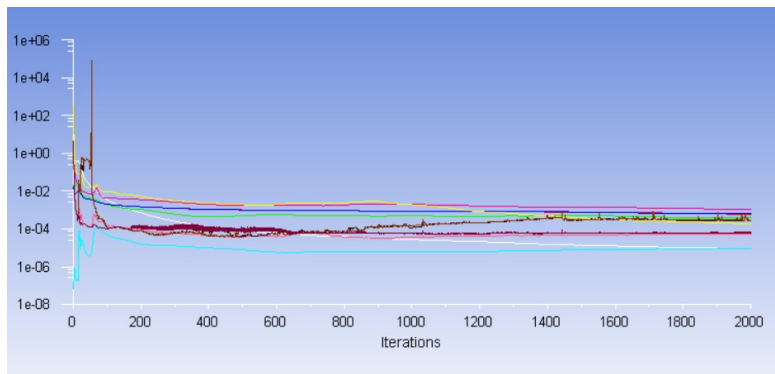


Figura 91. Procés iteratiu pel dimensionament inicial.

Es veu com el procés iteratiu tot i no arribar a la convergència desitjada, es manté constant per un número important d'iteracions per sota dels 10^{-2} , fet que indica que els resultats no tenen per que ser imprecisos.

A la figura 92 es pot observar els resultats per la secció corresponent al *outlet* del sistema, es a dir, a la sortida del tub d'aire.

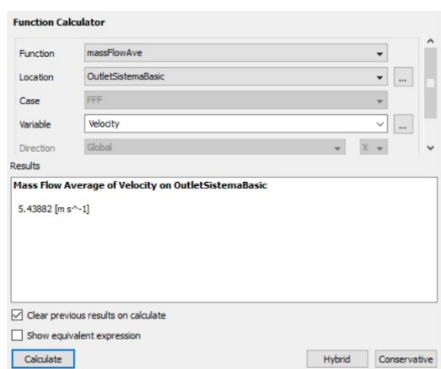


Figura 92. Velocitat a la secció de sortida del tub.

El resultat obtingut es de 5,44 m/s. Aquesta velocitat es molt pròxima al resultat experimental de 5,5 m/s exposada a la figura 51 del apartat 5.1.1 d'aquest projecte, fet que valida la utilització d'aquest mallat com a referent.

De forma complementaria al resultat positiu anterior, existeixen també altres comparatives amb menor pes empíric, ja que es basa en que les dades facilitades pel fabricant siguin exactament les que es compleixen a nivell experimental. Aquestes dades estipulen que el ventilador està funcionant a 3200 rpm amb un diàmetre exacte de 0,110 m. A l'equació 7.1 es calcula la velocitat màxima.

$$v = \frac{D}{2} * n * \frac{2\pi}{60} = \frac{0,110}{2} * 3200 * \frac{2\pi}{60} = 18,43 \text{ m/s} \quad (7.1)$$

Per tant, la velocitat lineal màxima d'aquest ventilador hauria de ser 18,43 m/s. Per tal de comprovar aquest valor, es pot observar el flux d'aire al llarg del tub en funció de la velocitat present en cada punt, focalitzant l'atenció a la punta dels àleps del ventilador. A la figura 83 es pot observar aquest flux.

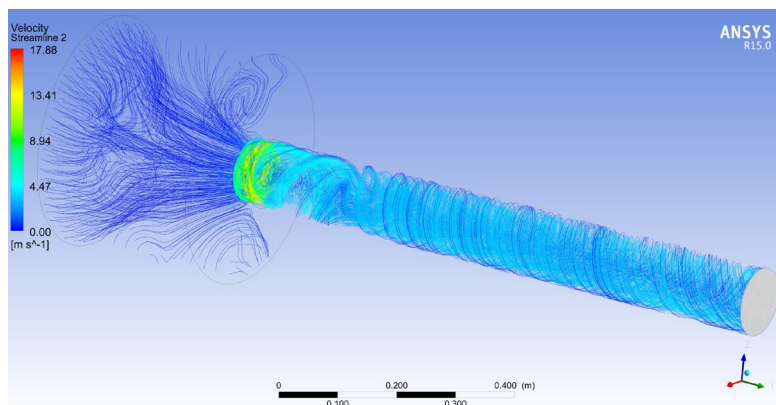


Figura 93. Flux d'aire impulsat pel ventilador.

Tal i com s'ha pressuposat, el punt de velocitat màxima del sistema correspon a aquesta distància mínima entre els àleps i l'orifici del ventilador. Els resultats computacionals li donen un valor màxim de 17,88 m/s, força semblant als 18,43 anteriorment calculats.

7.5 Errors relatius del mallat del dimensionament inicial

Per tal de comprovar el grau d'error entre els valors experimentals/empírics i els computacionals obtinguts gràcies al mallat, es pot calcular els errors relatius existents entre ambdós resultats a través de l'equació 7.2.

$$Error \text{ relatiu} = \frac{ValorComputacional - ValorExperimental}{ValorExperimental} \quad (7.2)$$

Això permet establir quantitativament (i no únicament qualitativament), l'eficàcia del mallat emprat en el dimensionament inicial.

L'error relatiu al *outlet* entre la velocitat calculada de forma computacional i la velocitat obtinguda directament de la mesura al laboratori es calcula a través de l'equació 7.3.

$$Error\ relatiu = \frac{5,44-5,5}{5,5} * 100 = -1,09\% \quad (7.3)$$

L'error obtingut es de poc més d'un 1%. Aquest resultat es molt positiu ja que evidencia que la diferencia entre el valor simulat amb el mallat anteriorment definit i el valor experimental es mínima.

Es comptabilitza també l'error relatiu de les velocitats lineals màximes al ventilador a l'equació 7.4.

$$Error\ relatiu = \frac{17,88-18,43}{18,43} * 100 = -2,98\% \quad (7.4)$$

S'observa que aquí el error al ventilador a augmentat fins al 3%. Tot i aquest augment, l'error segueix sent assumible, ja que existeixen multitud de factors que poden distorsionar el resultat computacional.

Una d'aquestes possibles distorsions, tal i com ja s'ha insinuat amb anterioritat, ve donada per la zona on es produeix la mesura. A diferencia del *outlet*, la secció del ventilador esta situada en una zona conflictiva degut al petit marge que separen els àleps de les parets interiors de l'orifici del ventilador. Si a això se li afegeix el moviment rotacional dels àleps, l'afectació en els resultats és més que plausible.

Com a conclusió es pot considerar que el mallat realitzat pel dimensionament inicial es més que suficient per a dur a terme els càlculs al dimensionament final del projecte.

7.6 Adaptació del mallat al dimensionament final

Un cop definit el mallat pel dimensionament inicial, s'ha d'adaptar aquest mallat al dimensionament final. S'ha de tenir present que a diferencia del dimensionament inicial, amb el final no es tenen referencies empíriques sobre les que basar la validesa dels càlculs computacionals, pel que s'ha de vigilar que l'adopció del mallat a la nova geometria es faci de la forma més anàloga possible.

Primer de tot s'ha d'analitzar quines són les noves zones conflictives. El ventilador a l'entrada segueix estan present, i el nou ventilador a la sortida, tindrà una afectació similar al de l'entrada.

Aquests nous punts d'interès seran doncs l'orifici creat per generar l'efecte venturi de l'aire, l'espai que transcorre just després d'aquest efecte i la injecció del gas dièsel a l'interior del tub per on circula aire. El propi tubet o cànula que introduirà el gas dièsel té un diàmetre força compacte de 5 mm en comparació als 119 mm del tub d'aire, però especialment té un gruix diametral d'únicament 1 mm, que separarà a l'interior del tub l'aire del gas dièsel, essent aquesta localització un punt d'interès o crític.

Basant-nos amb el model de mallat estipular i comprovat en el apartat anterior, es definiran les mateixes característiques al dimensionament final de la peça per tal d'observar quin és el seu resultat, podent-se observar a la figura 94, la qual mostra la geometria completa i un tall a la dilució.

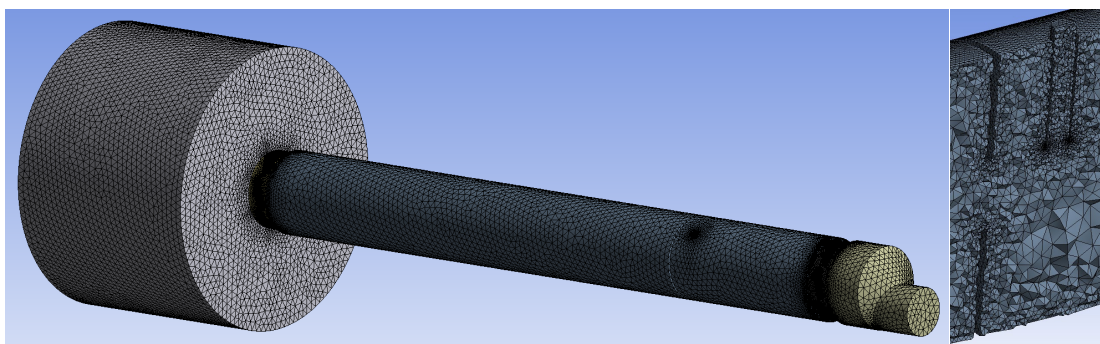


Figura 94. Mallat del dimensionament final aplicant el mallat inicial i centrat a la dilució.

Tal i com es pot observar a simple vista els patrons del mallat segueixen essent els mateixos, tot i que genera també el mallat específic i refinat per les noves zones. Aquestes es podrien refinar en més detall, tot i que en aquest cas específic no seria necessari, ja que la diferència de mides no es tan exagerada com la que existeix als ventiladors. El fet de refinar en excés una zona té un cost de mallat i temps de càlcul molt elevat.

Per tal d'exemplificar com és aquest impacte d'un mallat encara més refinat, es compara el número d'elements i nodes actuals. El mallat de la figura 94 representa 542.542 nodes i 3.163.491 elements finalment utilitzat pel model de referència. Si s'apliqués un refinament encara més exhaustiu que el del model automàtic, el número de nodes creixeria fins 748.404 i el d'elements fins als 3.986.943, suposant un increment molt significatiu del temps de càlcul que no reflecteix uns valors resultants tan divergents que justifiquin la seva utilització.

8 SIMULACIONS I VALIDACIÓ DEL MODEL

Per tal de validar el model és dividirà el capítol en diverses fases, on s'inclouran o modificaran valors i mètodes per tal de comprovar els resultats obtinguts. L'objectiu principal d'aquest capítol és el de simular de la forma més realista possible les condicions que es produeixen duran la barreja de l'aire i el gas dièsel al sistema.

Es realitzaran multitud de proves per tal de seleccionar les que han obtingut uns resultats més adients, interessants o realistes en base al projecte estudiat, representades a continuació en les diferents fases. Els valors resultants no inclosos en aquest capítol s'adjuntaran al annex degut a la seva importància capital a l'hora de obtenir, comprovar, corroborar i ratificar els resultats anteriorment descrits, molts dels quals no haguessin sigut possibles d'obtenir si no hagués sigut per la gran quantitat de proves realitzades. Si bé el mètode de prova i error es molt útil per aproximar-se a uns valors realistes, requereix un temps de càlcul molt elevat donat el número de diferents proves computacionals que s'han de realitzar per tal d'aproximar-se als resultats desitjats.

No es disposa dels valors experimentals del model al laboratori per motius externs al projecte, per tal s'ha de tenir especial cura a l'hora de modificar o seleccionar certes etapes o fases.

8.1 Primera fase. Model inicial

8.1.1 Implementació del model

El model inicial del projecte es basarà en l'utilitzat prèviament per tal de comprovar el mallat en el dimensionament inicial, però aquest cop, aplicat a la dimensionament final de la geometria, corresponent al mallat del apartat 7.6. Servirà principalment per veure si el sistema es pot resoldre correctament, per tal que en futures fases inclogui elements ja exposats.

Tal i com s'ha indicat a 6.12 es considerarà un fluid incompressible basat en la pressió, estacionari i amb un model de viscositat k-epsilon. S'estableix la convergència en valors inferiors a 10^{-5} , tot i que es més que possible que no totes les variables convergeixin. Les condicions de contorn com parets, entrades i sortides del sistema seguiran sent les mateixes que les definides a l'apartat 6.11. En aquesta primera etapa de proves no es tenen presents factors claus que afectaran al sistema com pot ser la temperatura o la gravetat.

El *setup* estipulant anteriorment es veu representat a les figures 95, 96 i 97.

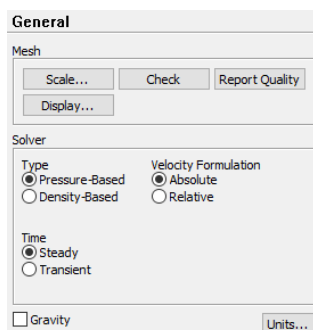


Figura 95. Model general de la primera fase.

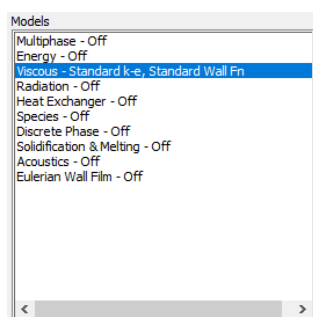


Figura 96. Diferents models que ANSYS Fluent incorpora.

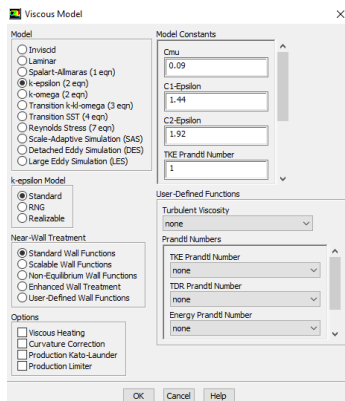


Figura 97. Model de viscositat k-epsilon seleccionat.

S'optarà inicialment pel mètode de resolució SIMPLE, amb una discretització amb equacions de primer ordre, configuració que està definida per defecte a ANSYS Fluent. A l'apartat 6.8 s'ha exposat més en detall els algorismes de resolució existents. Posteriorment en futures fases es provaran altres mètodes de resolució més adients per aquest projecte.

A la figura 98 es pot observar la configuració de les equacions de resolució a ANSYS Fluent.

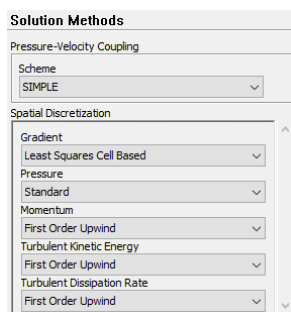


Figura 98. Mètode de resolució SIMPLE pel model de pressió-velocitat per defecte.

8.1.2 Procés de càlcul

El mètode de *solver* utilitzat es deixa per defecte com SIMPLE, ja que en una fase posterior es compararan els dos principals models de resolució per estudiar la diferència entre els seus resultats.

S'ha establert el criteri de convergència amb residus inferiors a 10^{-5} , tal i com es veu a la figura 99, però tot i això es limitarà el número d'iteracions a un valor força elevat en cas de que no totes les variables convergeixin, que es el més probable.

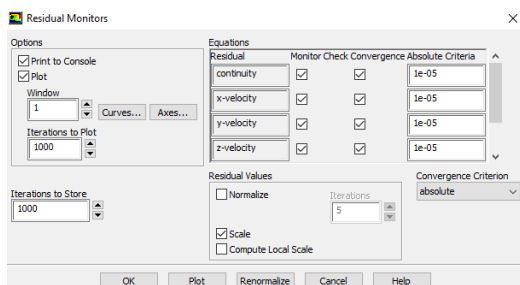


Figura 99. Límit de convergència dels residus a 10^{-5} .

D'aquesta manera, amb un valor de 5000 iteracions determinat tal i com es veu a la figura 100, es podrà observar a partir de quina iteració els residus de les equacions s'estabilitzen a un determinat valor, podent restringir encara més aquestes iteracions i per tant, reduir el temps de càlcul per cada prova.

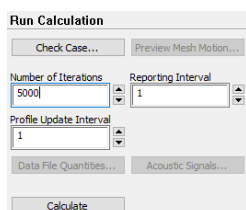


Figura 100. Numero de iteracions fixat manualment com a límit de càlcul.

La figura 101 mostra l'evolució del càlcul dels residus per cada una de les iteracions durant la primera prova d'aquesta primera fase.

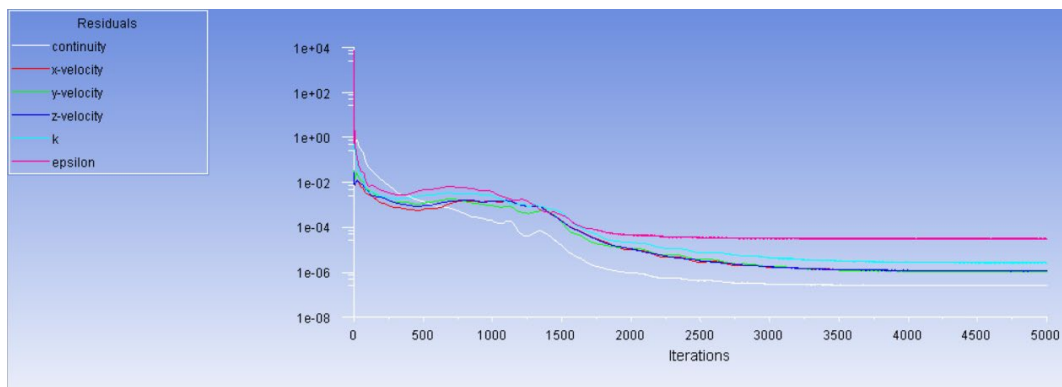


Figura 101. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Tal i com es pot veure a la gràfica, a 2000 iteracions es produeix clarament un punt d'inflexió que estabilitza per complet el valor dels residus per a les sis variables actuals del problema. Tot i que variables com epsilon estiguin aproximadament en els 10^{-4} , es a dir, no arribin a convergir als 10^{-5} estipulats prèviament, es veu clarament com aquest valor per moltes iteracions que es realitzin no seguirà baixant. Per tant, observant aquesta gràfica podem establir en la limitació de 2000-3000 iteracions un valor més que viable per a realitzar estudis posteriors, sense necessitat de fer les iteracions fins 5000, per exemple, que suposen doblar el temps de càlcul.

8.1.3 Anàlisi dels valors obtinguts

8.1.3.1 Flux i vectors del fluid

El flux i vectors del sistema indicarà el sentit qualitatiu que segueix el recorregut del fluid a l'interior del tub. D'aquesta manera es pot observar de forma senzilla si el moviment del fluid es l'esperat.

S'ha realitzat multitud de proves amb errors motivats principalment pel sentit invers de les coordenades locals. Un dels sòlids que componen el moviment rotacional d'un dels ventiladors està inversament posicionat en comparació amb els eixos globals en els que es basa el sistema, pel que s'ha d'entrar les velocitats rotacionals en negatiu.

A la figura 102 s'observa el recorregut del flux de velocitats de l'aire i la barreja a l'interior del sistema.

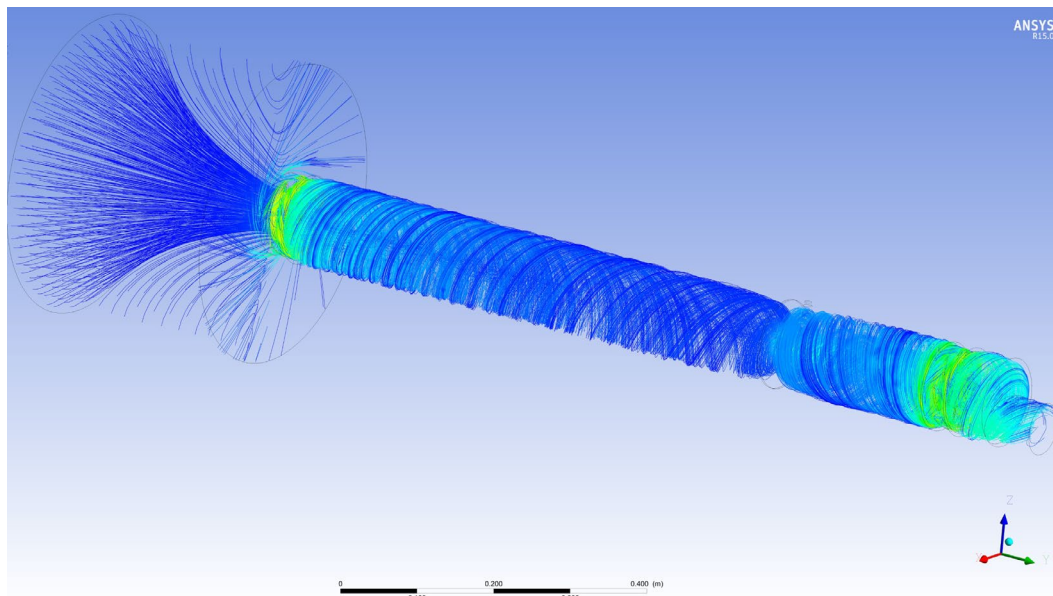


Figura 102. Flux de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

En ella es pot observar com l'entrada del aire o *inlet* es produeix principalment a l'extrem del cilindre que fa la funció de simular l'espai ambient, així com de les seves parets circulars. S'ha provat de realitzar també l'entrada del aire a la paret pròxima al ventilador, però tal i com es va pressuposar en apartats anteriors, distorsiona molt els resultats al generar vòrtex interns degut a les direccions contraposades de les dues entrades.

Al tractar-se únicament d'una simulació del espai ambient, tampoc s'ha volgut entrar en profunditat a analitzar aquesta problemàtica, ja que l'interès principal del projecte radica en la dilució de l'aire i el gas dièsel a l'interior del tub.

L'aire és absorbit i introduït posteriorment a l'interior del tub pel ventilador a l'entrada, el qual genera el moviment circular observat a la figura anterior.

Hi ha dificultats per observar l'entrada del gas a l'orifici que generarà l'efecte venturi pel qual el gas dièsel es diluirà a l'aire. Per tal d'observar amb més detall l'entrada de l'aire a través de l'orifici que genera l'efecte venturi, així com el sentit de les velocitats just on s'injecta el gas dièsel, es pot representar seus vectors.

La figura 103 permet observar els vectors del moviment rotacional de les velocitats lineals generades pels dos ventiladors.

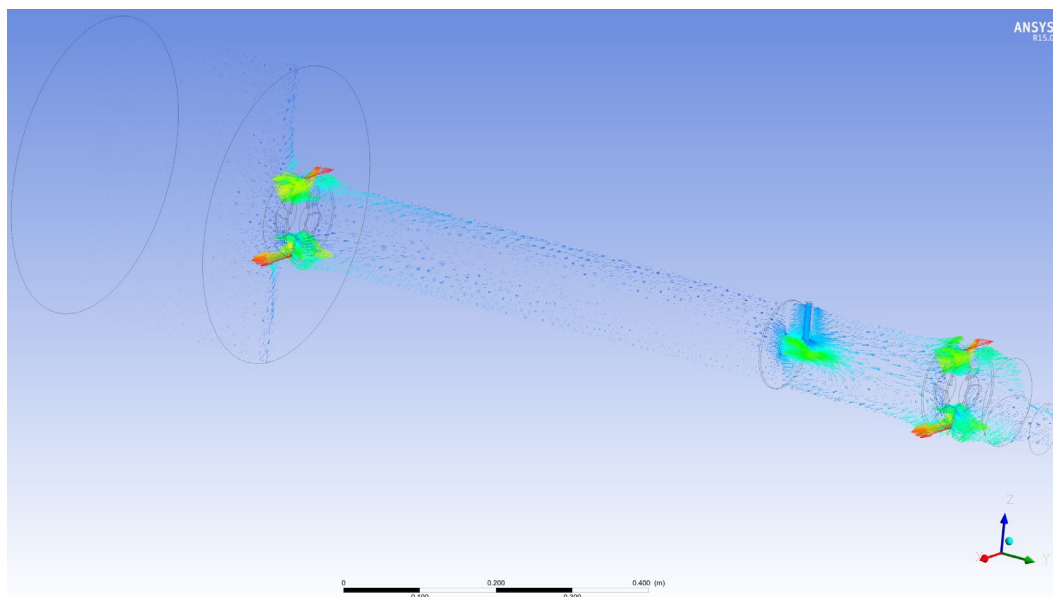


Figura 103. Vectors de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

La figura permet veure representat com es produeix un augment significatiu de la velocitat molt focalitzat en el punt de barreja entre els dos gasos. En aquesta primera fase encara no s'ha estudiat el model d'espècies, pel que s'ha considerat tot com el mateix fluid d'aire i gas dièsel.

A les dues figures mostrades anteriorment cal destacar que s'observa clarament com el punt de velocitat màxima es produeix en l'espai entre el ventilador i la paret del diàmetre interior d'aquest. A l'igual que amb el dimensionament inicial estudiat en el apartat del mallat, per tal de validar-lo, s'observa que els valors d'aquest moviment rotacional són molt semblants als calculats a partir dels 3200 rpm del ventilador, cosa que permet corroborar que els resultats obtinguts s'apropen als que es produeixen a la realitat.

8.1.3.2 Velocitat

El flux del fluid del apartat anterior permet observar la velocitat màxima i mínima a través de l'anàlisi de velocitats d'un pla YZ com el representat a la figura 104, on es poden extreure les millors conclusions quantitatives del problema relacionades amb la velocitat.

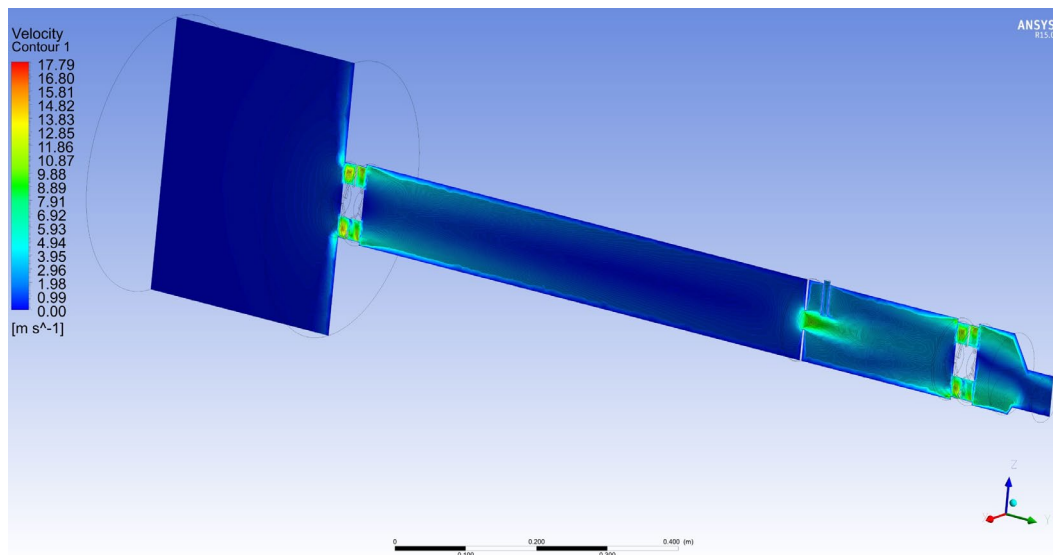


Figura 104. Velocitat representada al pla YZ del sistema.

La imatge és molt clarificadora, ja que permet veure com la reducció brusca del diàmetre causada per la plantilla, augmentarà dràsticament la velocitat just en els moments posteriors a aquesta reducció, coincidint amb el punt on s'injecta el gas dièsel del escapament. Si degut a les velocitats generades pels ventiladors la distància s'hagués quedat massa curta o massa distant, s'hauria d'haver modificat l'entrada del gas per tal de fer-la coincidir amb l'increment de velocitat causat per l'efecte venturi de l'orifici artificial instal·lat en aquest tub.

Les velocitats màximes dels dos ventiladors amb valors de 17,79 m/s, tal i com ja he indicat amb els fluxos, representa la corroboració de que els valors pel dimensionament inicial també compleixen les característiques pròpies teòriques calculades per aquest sistema en apartats anteriors. A diferència del flux o el vector de velocitats, aquesta última figura permet analitzar la dispersió de la velocitat al llarg del tub, especialment la major velocitat als contorns del tub a excepció de la zona de l'efecte venturi per on s'introduirà el gas dièsel. Es precisament aquesta condició especial de velocitats just després de l'orifici on s'origina l'efecte venturi, obtenint valors molt pròxims a 10 m/s, els que facilitaran que la barreja sigui miscible entre l'aire i el gas.

També es pot observar la gràfica de velocitats en funció de la distància Y, la qual representarà la variació de la mitjana de velocitats en cada un dels punts que transcorren des del sòlid cilíndric que simula l'ambient fins la sortida a l'*outlet* del sistema.

Aquesta figura 105 mostra aquesta gràfica per a poder ser analitzada amb més detall.

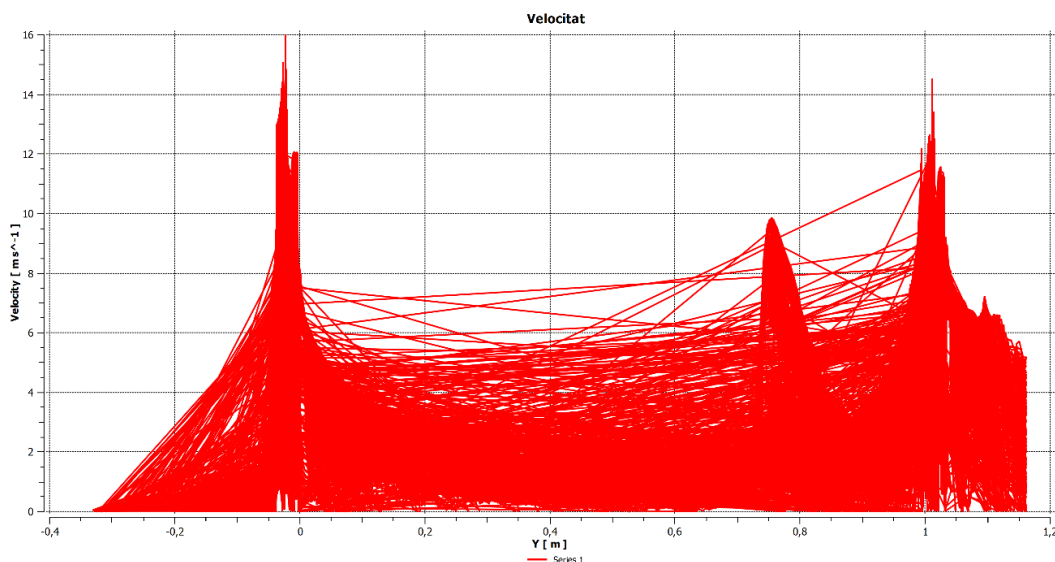


Figura 105. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

A la gràfica és pot corroborar moltes de les puntualitzacions realitzades amb anterioritat. Pics de velocitats màximes als dos ventiladors de més de 16 m/s (17,79 m/s) al de l'entrada i 14,5 m/s el de la sortida, amb una pujada significativa a la distància de 0,8 m del eix Y, punt posterior a la reducció del diàmetre provocada per l'orifici a la plantilla, la qual augmenta la velocitat fins casi els 10 m/s.

La gràfica s'inicia a -0,4 m perquè es considera gràficament com inici just l'entrada del tub d'aire al punt 0 de les coordenades del problema. Aquest fet, abans de ser observat gràficament en la figura anterior, va dur a problemes d'incompatibilitat d'algunes parets i interfícies al introduir els valors, així com errors de càlcul per considerar localitzacions internes equivocades, que es va solucionar novament al realitzar multitud de proves i comprovar que l'error estava relacionat directament amb les coordenades de la geometria.

8.1.3.3 Pressió

La pressió, o més aviat la depressió causada per l'orifici que genera l'efecte venturi, és un valor clau per dur a terme la barreja. La figura 106 mostra els resultats de la pressió en una escala que es genera per defecte.

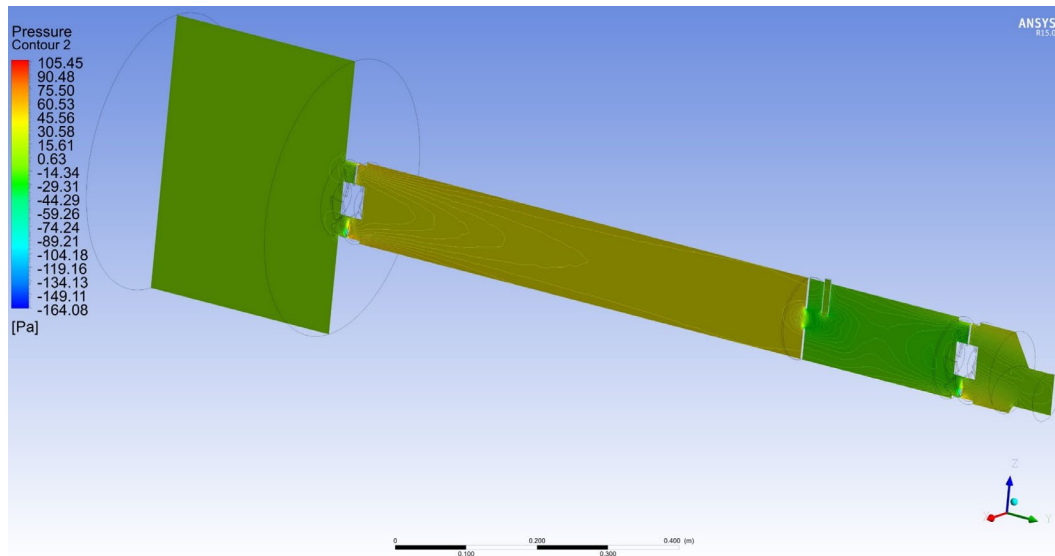


Figura 106. Pressions respecte el contorn del pla YZ del sistema.

Per tal de que aquesta figura anterior sigui més clarificadora, s'ha adaptat la seva llegenda a valors més reduïts que permetin un anàlisi més exhaustiu del comportament de les pressions al llarg del sistema estudiat, especialment al punt de dilució dels dos gasos, tal i com es veu a la figura 107.

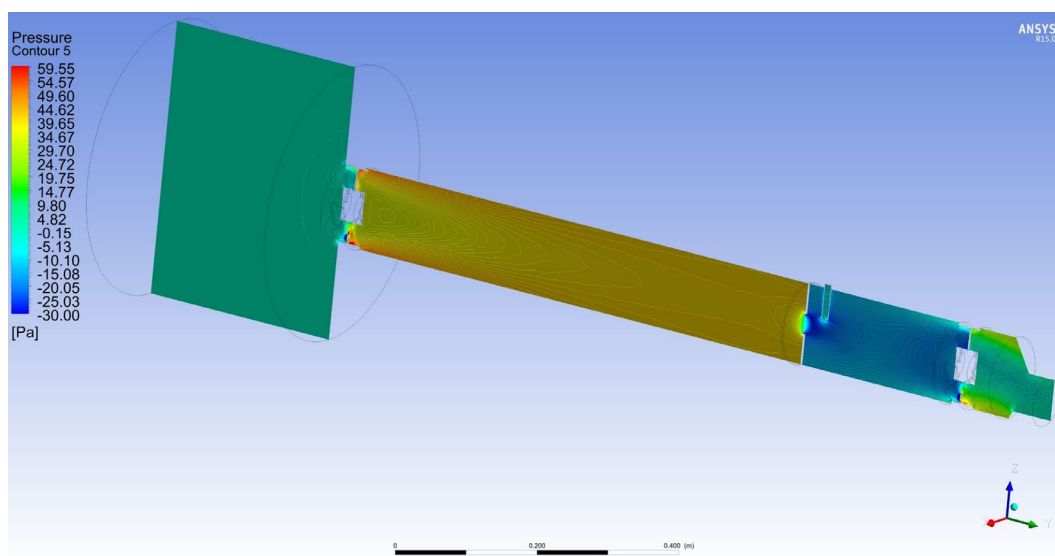


Figura 107. Pressions ajustades respecte el contorn del pla YZ del sistema.

En aquesta imatge es veu molt més clarament la depressió posterior a l'orifici generat per l'efecte venturi, amb valors pròxims a -30 Pa. Aquesta baixa pressió serà un factor clau per permetre, tot i tenir una major velocitat en aquest punt tal i com s'ha vist en el subapartat anterior, facilitar l'absorció del gas dièsel a l'aire que circula al llarg del tub per tal d'afavorir la barreja miscible i per tant, una dilució més adient.

Una major pressió com la que hi ha prèvia a l'orifici de 40 Pa hagués generat que l'aire bloqueges gran part de l'entrada d'un nou fluid com es el gas dièsel a l'interior del tub, fent que la proporció de gas barrejat amb aire fos ínfima. Interessa tenir la suficient quantitat de gas dièsel per tal de realitzar amb posterioritat la mesura amb el sensor d'aquesta barreja i poder identificar la quantitat i mida de les partícules en suspensió que circularien pel sistema generat.

Al igual que la velocitat, es pot observar també el gràfic de les pressions a la figura 108 al llarg de l'eix Y del sistema.

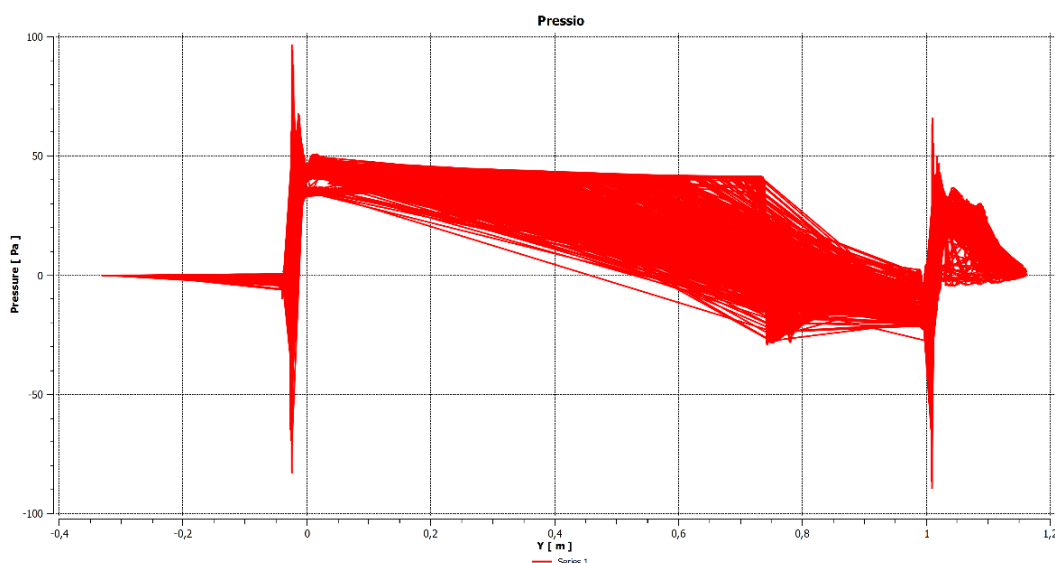


Figura 108. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

A partir del punt 0,7 m del sistema respecte l'inici del tub (0m), s'observa clarament com hi ha una baixada de la pressió important ocasionada per l'orifici que crea l'efecte venturi, i que afavorirà l'entrada del gas dièsel. Aquesta depressió arriba aproximadament als 30 Pa (-30 Pa) que ja hem indicat anteriorment. Comparant la pressió prèvia a l'orifici de 40 Pa amb la depressió originada a l'efecte venturi de 30 Pa, s'obté que la variació de pressions total és de 70 Pa. S'ha d'aclarir que aquesta pressió que es mostra a la gràfica és la relativa, i es considera 0 la pressió atmosfèrica que hi ha al espai ambient de 101325 Pa. El propi programa d'ANSYS Fluent ja interpreta aquesta pressió per defecte i te present la pressió relativa respecte la pressió ambiental/atmosfèrica de referència.

8.1.3.4 Cabal màssic

El cabal màssic, junt amb les concentracions que s'estudiaran posteriorment, és una de les variables més determinants per a la validació del projecte, fet que permetrà l'experimentació posterior amb diferents modificacions a l'estructura bàsica del problema.

Ja s'ha explicat en el apartat de pressions que la regulació de l'orifici determinarà la depressió existent a l'entrada del gas, servint de filtre regulador per determinar quina és la quantitat de flux màssic de gas que entra a l'interior del sistema. Aquests paràmetres amb diferents orificis s'estudiaran posteriorment al capítol 9, un cop s'hagi obtingut en aquest capítol un resultat que pugui ser considerat pròxim a la realitat i permeti identificar flux màssics de forma realista.

Per tal de comprovar aquest realisme a l'hora d'estudiar el flux màssic, existeix una comprovació bàsica que permetrà saber si el seu comportament és propi d'una situació experimental. El cabal màssic que entrarà simulant el gas dièsel (que en aquest apartat encara esta representat com aire) més la suma del cabal d'aire previ a l'orifici i la injecció del gas dièsel, haurà de ser igual o molt pròxim al cabal resultat al *outlet* del sistema. Si es compleix aquest paràmetre es podrà deduir que el comportament bàsic d'aquest fluid representa computacionalment situacions realistes.

Tot i que inicialment es pressuposava que el valor del cabal màssic a les principals seccions d'interès seria fàcil d'obtenir, s'han hagut de realitzar diverses proves per tal de crear i adaptar de la millor forma possible noves seccions que permetin obtenir els valors en punts molt específics.

A la figura 109 és mostren aquestes seccions de nova creació així com les seccions ja existents referents al propi disseny del sistema que composen els punts d'estudi de la geometria.

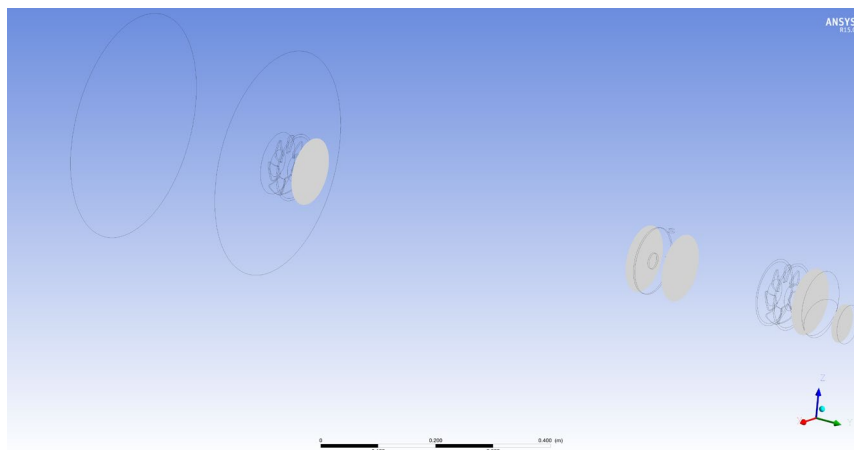


Figura 109. Seccions creades per l'obtenció dels resultat del cabal màssic.

El nom de les seccions, d'esquerra a dreta del model 3D mostrat, son: VentiladorInlet, PreVenturi, gasinlet, PostGas (PostVenturi), VentiladorOutlet i Outlet. Els propis noms ja exemplifiquen la posició d'aquestes seccions al sistema. S'han seleccionat dues seccions a la sortida (VentiladorOutlet i Outlet) a diferència de l'entrada, degut a la reducció del diàmetre que afectarà directament a l'àrea d'aquestes dues seccions.

A la figura 110, es mostra una captura del cabal màssic en kg/s per les diferents seccions del sistema, per tal de veure i comprovar els diferents cabals resultants.

Results	
Mass Flow on VentiladorInlet	
	-0.00568061 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on PreVenturi	
	-0.00568412 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on gasinlet	
	0.000237023 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on PostGas	
	-0.0058957 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on VentiladorOutlet	
	-0.00591284 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on Outlet	
	-0.00594353 [kg s ⁻¹]

Figura 110. Cabal màssic de les seccions ZX estudiades.

Aclarir, que el signe negatiu dels valors a l'interior del tub fa referència a que es pren el valor del cabal màssic respecte la direcció oposada al sentit de coordenades de moviment del fluid inicialment estipulat, sense tenir afectació directe més allà del seu valor absolut. Per exemple el valor del gasinlet, situat en el mateix pla de referència que el moviment del gas si que resulta en un cabal positiu.

Tècnicament i si el procés d'anàlisi computacional fos perfecte, els valors dels cabals del Ventilador Inlet i el PreVenturi, així com els valors PostGas, VentiladorOutlet i Outlet haurien de ser idèntics entre ells, ja que únicament es produeix una variació del cabal quan s'injecta el gas dièsel. En altres situacions, on el moviment del fluid és purament lineal, aquesta característica pot ser més fàcil d'obtenir, però degut a la complexitat del estudi de fluids turbulents, existeixen petites variacions de càlcul que afecten al resultat final obtingut, normalment relacionat amb el valor màxim al que arriben els residus de les iteracions realitzades.

La mitja prèvia a l'orifici es basa en les dades de la figura anterior de VentiladorInlet i PreVenturi, tal i com es veu a l'equació 8.1.

$$Cabal Inlet = \frac{Cabal VentiladorInlet + Cabal PreVenturi}{2} \quad (8.1)$$

$$Cabal Inlet = \frac{0,005681 + 0,005684}{2} = 0,005682 \text{ kg/s}$$

La mitjana del cabal *inlet* arrodonit a quatre xifres significatives és de 0,005682 kg/s.

Sabent que el valor del cabal màssic que entra del gas dièsel es de 0,0002370 kg/s, realitzem l'equació 8.2 que suma els dos cabals per tal d'obtenir el cabal de sortida.

$$Cabal Outlet = Cabal Inlet + Cabal Gas Diesel \quad (8.2)$$

$$Cabal Outlet = 0,005682 + 0,0002370 = 0,005929 \text{ kg/s}$$

Es compara aquest resultat de cabal *outlet* amb la mitjana de les seccions de sortida PostGas, VentiladorOutlet i Outlet, obtinguda a l'equació 8.3.

$$Cabal Outlet = \frac{Cabal PostGas + Cabal VentiladorOutlet + Cabal Outlet}{3} \quad (8.3)$$

$$Cabal Outlet = \frac{0,005913 + 0,005944 + 0,005896}{3} = 0,005918 \text{ kg/s}$$

Si es compara aquest valor obtingut de la mitjana del cabal de sortida de 0,005918 kg/s, amb el resultat de la suma de cabals de 0,005929 kg/s, es pot realitzar l'equació 8.4 per tal de calcular el seu error relatiu.

$$Error relatiu = \frac{ValorMitjana - ValorCalcul}{ValorCalcul} * 100 \quad (8.4)$$

$$Error relatiu = \frac{0,005918 - 0,005929}{0,005929} * 100 = -0,1859\%$$

L'error relatiu entre els dos resultats es inferior al 0,19%, diferència nímia atribuïda tal i com ja s'havia comentat a la convergència de les equacions en residus amb uns valors no inferiors als 10^{-5} estipulats.

No serà necessari realitzar de nou aquesta mitjana pels cabals al *inlet* per posteriors anàlisis, ja que s'ha comprovat que la diferència entre ambdós cabals i la seva mitjana és molt reduïda, fet que no afectarà significativament a l'anàlisi del projecte.

Els valors de cabal màssic resultants d'aquest experiment corroboren les suposicions inicials prèvies a la realització de les proves computacionals en que la suma del cabal d'aire inicial amb el cabal injectat provinent del tub d'escapament dièsel, resulta en el cabal de sortida previ a la mesura del sensor de partícules.

8.2 Segona fase. Prova amb un model transitori

En aquesta segona fase es provarà de realitzar l'experiment amb el mateix model de la fase anterior però en transitori, per tal d'observar si el sistema s'estabilitza passat els moments inicials, permetent obtenir un resultats semblants al model estacionari. Es a dir, saber la dependència del sistema estudiat respecte el factor temps, comprovant si a llarg termini el sistema s'estabilitza reproduint característiques semblants a les que considerades purament estacionaries.

8.2.1 Implementació del model

Les característiques implementades són idèntiques a les del apartat 8.1. La única diferència principal d'aquesta nova fase és la implementació d'un sistema transitori en funció del temps. Aquest punt afecta directament a l'hora de realitzar les iteracions, les quals es veuran ara limitades per els cicles del pas del temps, el número de passos i les iteracions màximes produïdes per cada un d'ells. Per tal de seleccionar aquest nou mode, simplement requereix modificar el temps com a transitori (*Transient*) al inici del *solver*.

8.2.2 Procés de càlcul

El procés de càlcul d'aquesta fase difereix substancialment del model estacionari anteriorment estudiat.

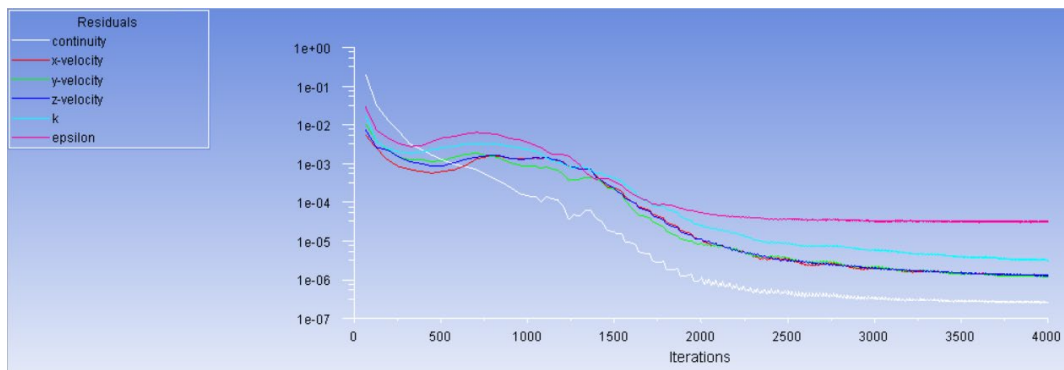


Figura 111. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

A la figura 112 es pot veure els valors introduïts per a dur a terme la segona fase transitòria del projecte.

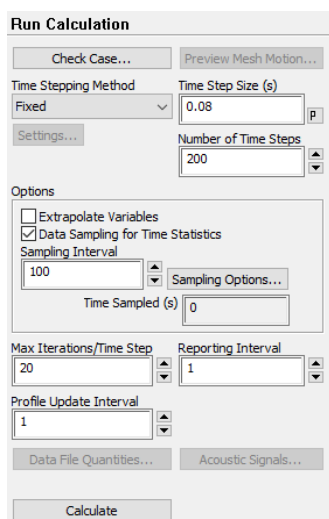


Figura 112. Factors iteratius en funció del temps i els cicles per un sistema transitori.

Time Step Size fa referència al temps en segons transcorregut entre cada pas que es realitza, *Number of Time Steps* al número de passos o cicles que es realitzen i *MaxIterations/Time Step* és el número de iteracions que es fa en cada un dels passos o cicles realitzats.

Per saber el temps d'estudi total que transcorre al llarg de totes les iteracions, s'ha de realitzar el càlcul propi de l'equació 8.5, basant-se en els valors de la figura anterior.

$$Temps\ total = Number\ of\ Time\ Steps * MaxItera \quad (8.5)$$

$$Temps\ total = 200 * 0,008 = 16\ segons$$

Per saber la quantitat total d'iteracions que es faran, s'ha de realitzar el càlcul corresponent a l'equació 8.6.

$$Numero\ d'iteracions\ total = Number\ of\ Time\ Steps * TimeStepSize \quad (8.6)$$

$$Numero\ d'iteracions\ total = 200 * 20 = 4000\ iteracions$$

Introduint els valors de la figura anterior, el temps que s'analitzarà el moviment del fluid serà al llarg de 16 segons requerint un número d'iteracions de 4000. S'ha optat per no limitar-se únicament al valor de 2000 que plantejàvem a la primera fase, ja que es va observar que la reducció dels residus seguia baixant sense establitzar-se.

L'ús d'aquestes directrius concrets venen determinades per multitud de factors, i com molts dels paràmetres utilitzats en aquest capítol, és a base de prova i error amb diferents variables com s'han obtingut els valors anteriorment descrits. A l'annex s'inclouran altres proves realitzades amb temps de càlcul, cicles i numero de iteracions diferent.

La figura 113 mostra l'evolució del càlcul dels residus per cada un dels diferents cicles de temps fins el límit estipulat de 400 iteracions.

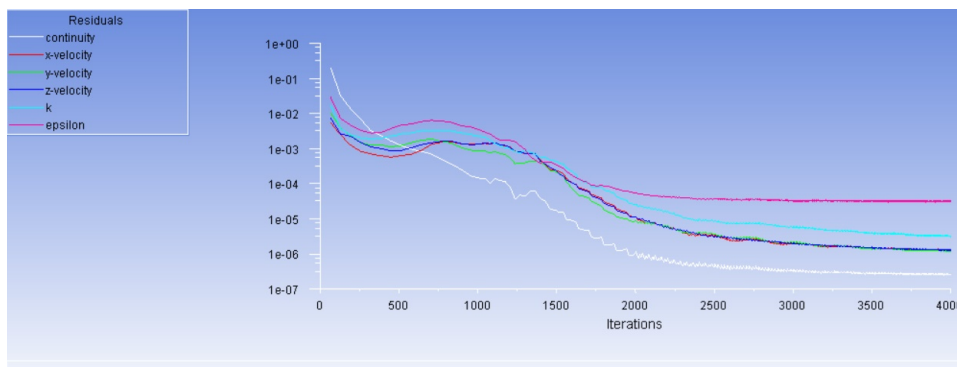


Figura 113. Gràfica del valor dels residus en funció del numero d'iteracions.

A diferencia de la primera fase, l'estabilització es produeix a partir de les 2500 o 3000 iteracions, pel que la pressuposició de deixar un marge més ampli d'iteracions respecte el estacionari era acerada. Al igual que l'estacionari, hi ha valors que no arriben a la convergència de 10^{-5} , però si que s'acaben estabilitzant al arribar a un cert número d'iteracions.

8.2.3 Anàlisis dels valors obtinguts

Per tal de no reiterar afirmacions o explicacions realitzades a l'apartat 8.1.3 de la fase anterior, ja que molts dels resultats són anàlegs, s'explicarà únicament les principals diferències obtingudes per un model transitori en comparació al model estacionari, per clarificar si en el projecte que s'està estudiant, és necessari l'anàlisi amb un model transitori.

8.2.3.1 Flux i vectors del fluid

La figura 114 mostra el flux qualitatiu per les velocitats lineals de l'estat estacionari i la figura 115 els vectors del moviment del fluid al llarg del tub.

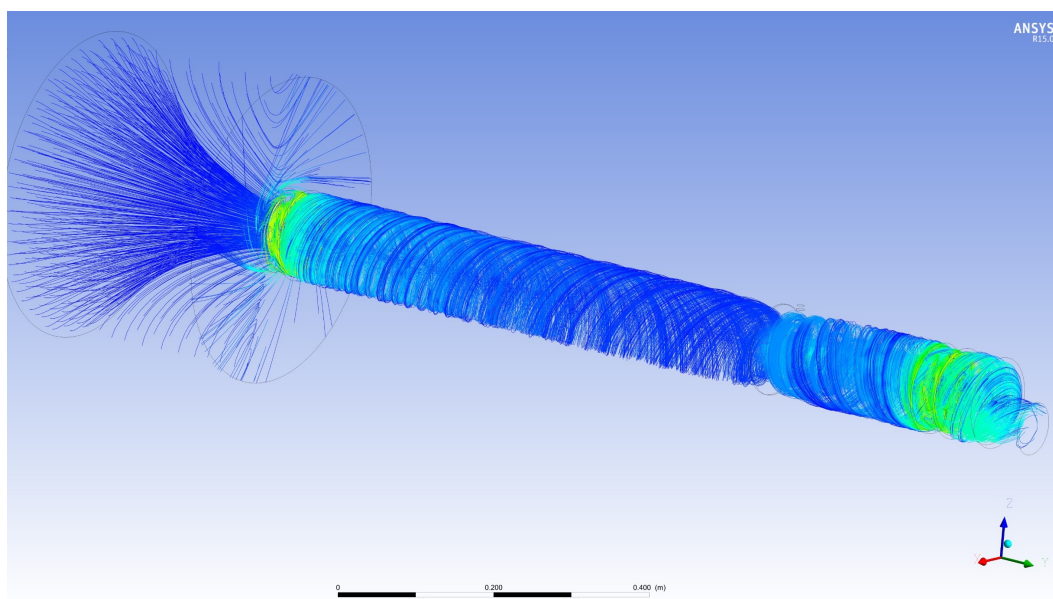


Figura 114. Flux de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

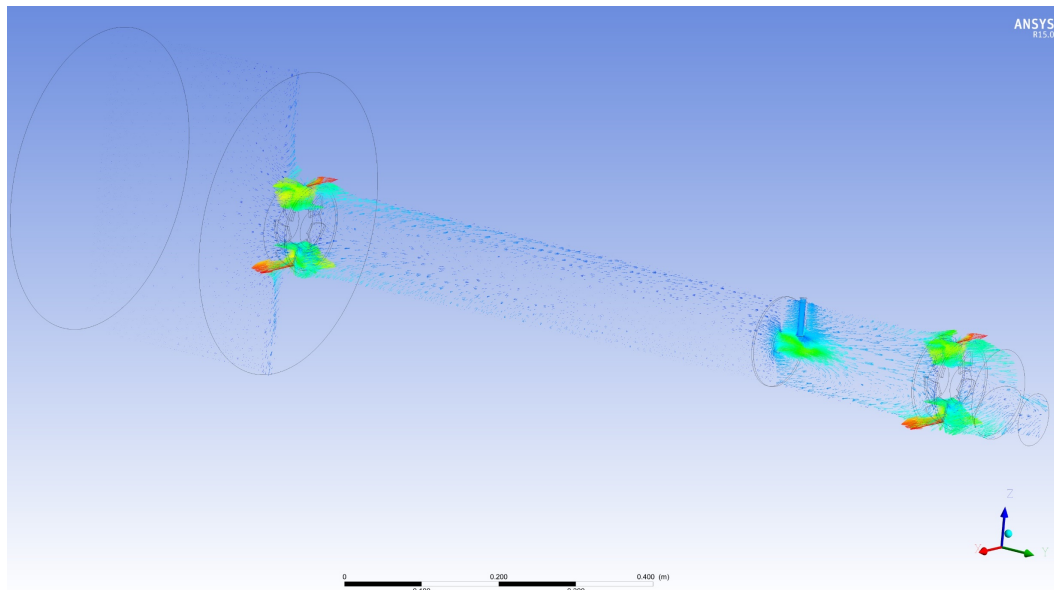


Figura 115. Vectors de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

Tant el flux com els vectors de moviment de les partícules que componen el fluid són pràcticament idèntiques a les obtingudes a l'apartat 8.1.3.1 de la primera fase en estacionari. Es pot deduir doncs que l'afectació directe en la direcció o moviment fluidomecànic al sistema no sofreix uns canvis significatius al ser realitzat en amb un procés transitori de 16 segons. Això es degut a l'estabilització del fluid passat els moments inicials de transitori, on passarà a tenir un comportament molt semblant al estacionari anteriorment analitzat.

8.2.3.2 Velocitat

La figura 116 mostra el contorn de velocitats que es produeixen al pla YZ i la figura 117 la gràfica associada a aquesta velocitat a l'eix de coordenades Y.

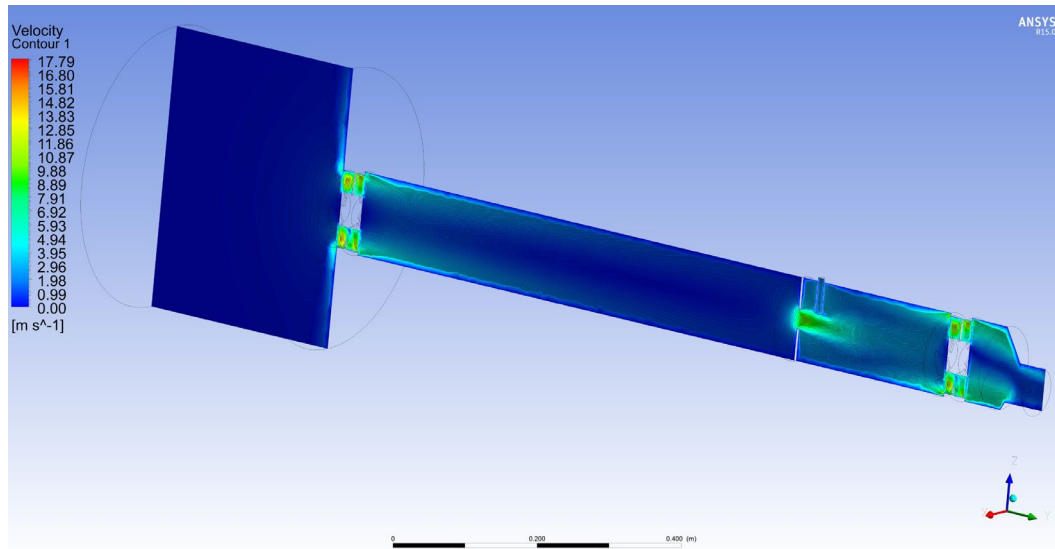


Figura 116. Velocitat representada al pla YZ del sistema.

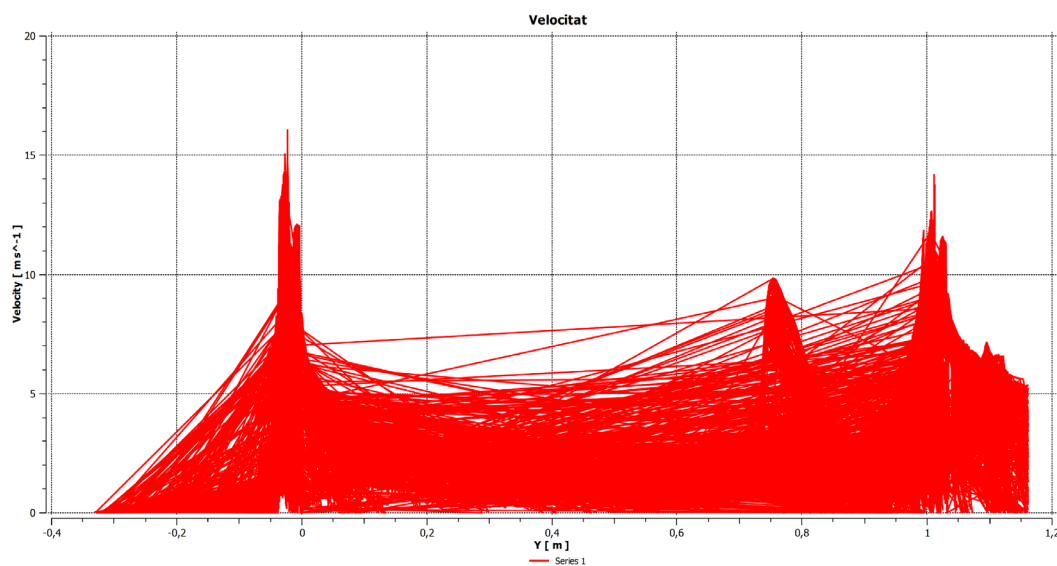


Figura 117. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

Els valors i distribucions de velocitats per un model transitori són idèntiques a les del model estacionari. D'aquesta manera es prova no únicament qualitativament sinó quantitativament que la resolució d'un model o l'altre es indistingible.

8.2.3.3 Pressió

D'igual manera que s'ha fet amb les velocitats, la figura mostra el contorn de pressions del pla YZ i la figura 119 la gràfica de la variació de pressions al llarg de l'eix de coordenades Y.

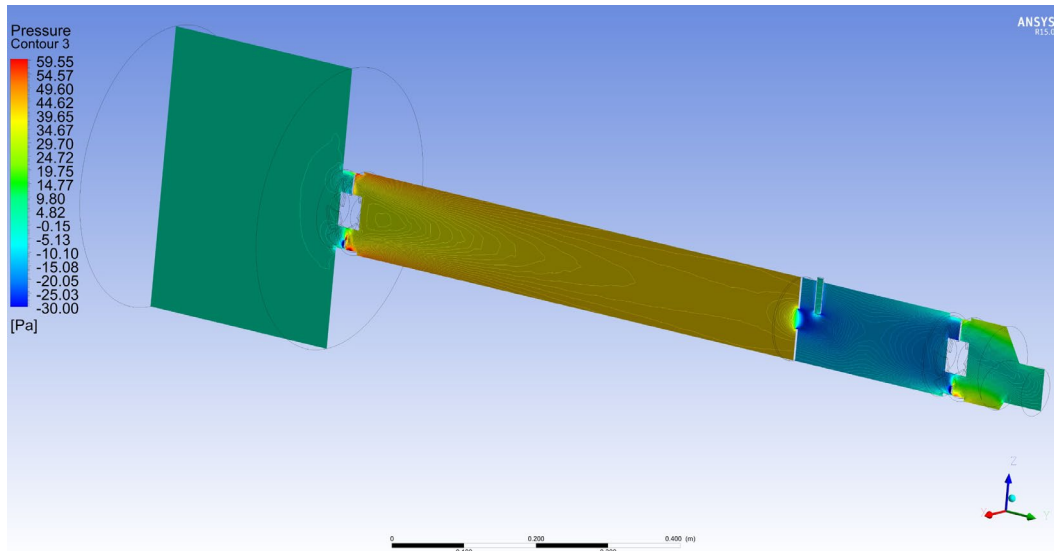


Figura 118. Pressions ajustades respecte el contorn del pla YZ del sistema.

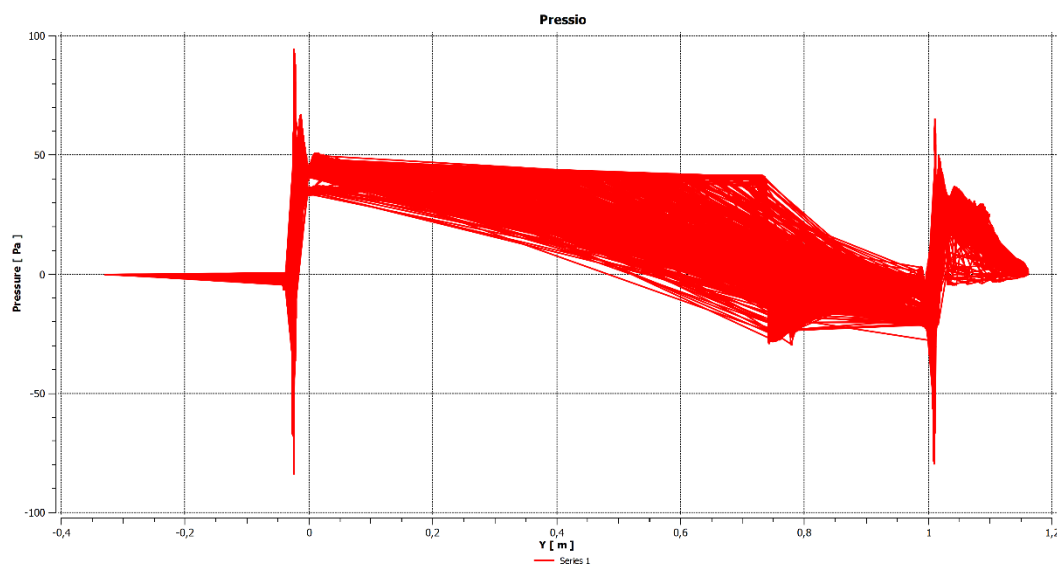


Figura 119. Gràfica de la pressió en funció de la distancia del eix Y del sistema.

Les pressions al model transitori tampoc s'han vist modificades respecte el model estacionari.

8.2.3.4 Cabal màssic

El resultats del cabal màssic obtinguts per les seccions mostrades a l'apartat 8.1.3.4 corresponen als de la figura 120

Results	
Mass Flow on VentiladorInlet	
-0.005681 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on PreVenturi	
-0.00568452 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on gasinlet	
0.000237086 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on PostGas	
-0.00589631 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on VentiladorOutlet	
-0.00591326 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on Outlet	
-0.00594432 [kg s ⁻¹]	

Figura 120. Cabal màssic de les seccions ZX estudiades.

Es pot veure com els valors no són exactament iguals als de la primera fase, però aquesta divergència en els resultats és de l'ordre de 10^{-4} , pel que és deguda principalment a la no convergència d'alguns dels residus per valors inferiors al 10^{-5} . La suma dels cabals PreVenturi i el gasinlet, segueix donant com a resultat el cabal PostGas (o PostVenturi), tal i com s'ha comprovat a l'apartat 8.1.3.4.

Aquests resultats reafirmen les conclusions ja exposades anteriorment de que el model transitori no suposa un canvi substancial dels valors resultants del problema.

8.2.3.5 Selecció del model temporal

S'ha volgut incloure aquesta fase al projecte i no únicament adjuntar-la al annex, amb valors obtinguts en el model transitori pràcticament idèntics al model estacionari, per tal de demostrar que el temps extra que requereix realitzar una solució en funció del temps (transitori) no es necessària en el sistema que s'està estudiant, tot i que es pogués considerar com un model transitori inicialment. Això es degut principalment a la estabilització del fluid, el qual segueix un model constant durant el temps un cop superat el moment inicial de rotació dels ventiladors, permetent obtenir valors estacionaris en sistemes que originalment poden ser considerats com transitoris.

8.3 Tercera fase. Gravetat i modificació del k-epsilon

S'ha retornat al model estacionari en aquesta tercera fase, un cop demostrat que el model transitori és innecessari per aquest projecte. S'ha limitat el número d'iteracions a 4000, per tal d'assegurar i comprovar que efectivament és a partir de les 2000 quan el sistema s'estabilitza. De ser així, les pròximes proves es basaran en proves de 2000 iteracions per tal de no realitzar iteracions innecessàries que suposen incrementar substancialment el temps de càlcul.

8.3.1 Implementació del model

La implementació de la gravetat en el sistema estudiat s'ha de fer respecte l'eix Z, concretament amb un valor de $-9,81 \text{ m/s}^2$, tal i com es veu a la figura 121.

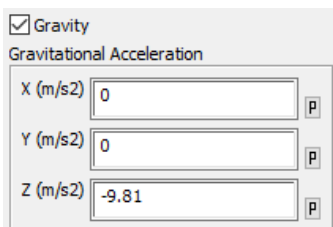


Figura 121. Estipulació de la gravetat del sistema.

La modificació del model k-epsilon de la viscositat suposarà al canvi d'un model basat en *Standard* a un basat en *Realizable*, tal i com es veu a la figura 122.

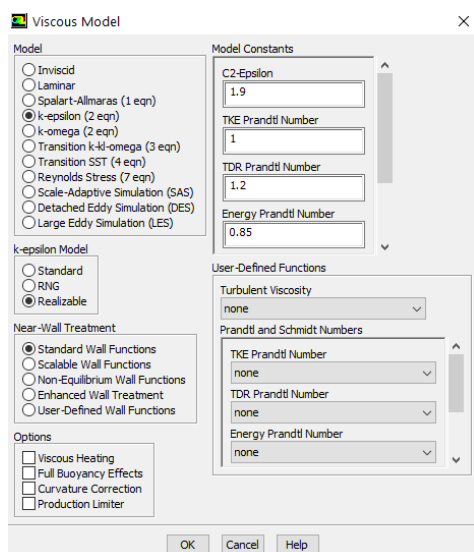


Figura 122. Modificació del model k-epsilon de viscositat.

La diferència principal del model realitzable en comparació al estàndard és que conté una nova formulació per a la viscositat absoluta (C_μ) variable, a diferència del valor constant en el cas estàndard. També difereix pel fet de que utilitza una nova equació pel model de transport relacionat amb el rati de dissipació ϵ , la qual es derivada de l'equació exacta de transport de models rectangulars amb fluctuació als vòrtex.

A efectes pràctics aquest canvi suposa que els resultats tenen una millor predicció de les dilucions per difusió de gas, especialment important per aquest projecte i motiu pel qual s'ha triat aquest model, permetent calcular el moviment del recorregut en estructures complexes amb un fluxos rotacionals.

El model estàndard (*Standard*) $k-\epsilon$ calcula de forma més estable i ràpida la viscositat turbulenta del fluid, mentre que el model realitzable (*Realizable*) utilitza una formulació més complexa i inestable, amb un temps de resolució per arribar a la convergència desitjada força més elevat.

8.3.2 Procés de càlcul

El procés de càlcul així com els paràmetres establerts es segueixen basant en la primera fase del problema, l'única modificació es la reducció a 4000 iteracions com a màxim. La intenció es reduir aquestes iteracions fins a 2000 en posteriors fases, però es vol corroborar que amb aquest model que implementa nous paràmetres com la gravetat, no sorgeixen irregularitats en el càlcul dels residus durant les iteracions superiors a 2000.

A la figura 123 es pot observa el resultat obtingut per les iteracions.

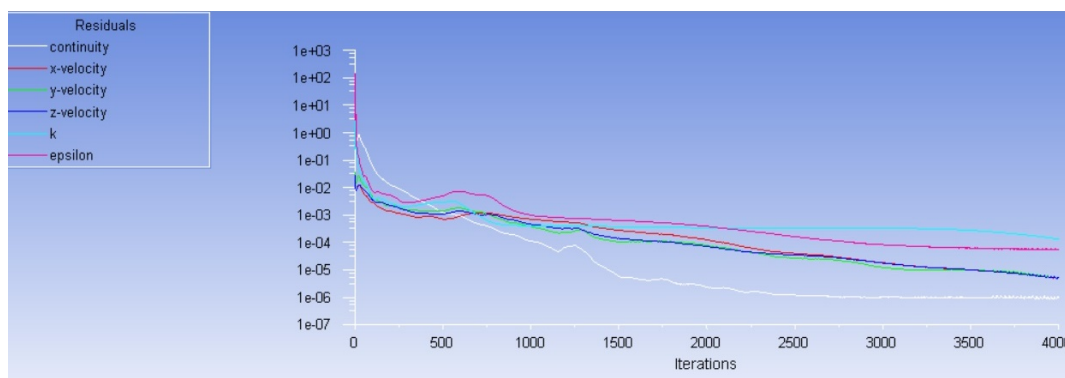


Figura 123. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Tal i com s'ha suposat, és aproximadament el moment de 2000 iteracions el punt d'inflexió, tot i que en aquest cas concret a diferència de moltes altres proves anteriors, els residus segueixen baixant de forma

molt moderada. Tot i que això podria resultar interessant, el temps de càlcul entre 2000 i 4000 iteracions suposa a efectes pràctics més de un dia de càlcul de diferència en l'actual màquina que s'utilitza per a dur a terme els càlculs. Aquesta diferència no compensa les possibles variacions de l'ordre de 10^{-4} o 10^{-5} que s'estudia en aquest projecte. Les pròximes fases es limitaran a 2000 iteracions, contemplant que s'aplicarà una nova formulació al problema que augmentarà encara més el temps de càlcul ja de per si elevat en aquesta fase.

8.3.3 Anàlisi dels valors obtinguts

Per tal d'analitzar els resultats, els dividirem d'igual manera en les variables principals ja exposades anteriorment.

8.3.3.1 Flux i vectors del fluid

El flux i vectors del sistema estan exposats a les figures 124 i 125.

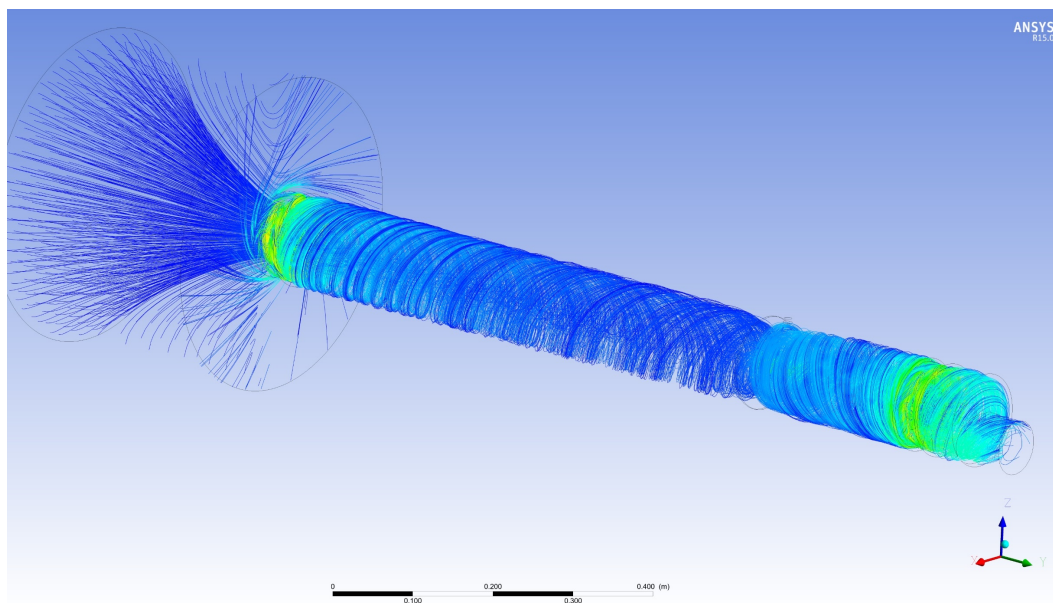


Figura 124. Flux de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

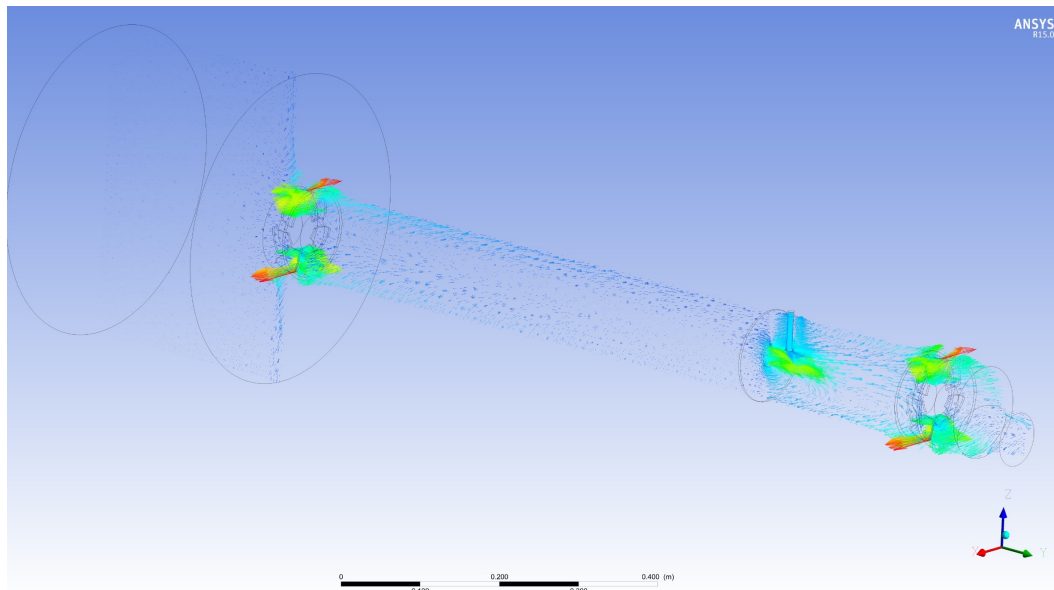


Figura 125. Vectors de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

A diferència del flux de fases anteriors, el moviment circular impulsat pels ventiladors es veu afectat per la gravetat en direcció contrària a l'eix Z. Però degut que la velocitat generada per els dos ventiladors és molt superior a l'acceleració de la pròpia gravetat, l'afectació final que té aquest paràmetre al moviment de les partícules d'aire a l'interior del tub es pràcticament anàloga a la d'etapes anteriors.

8.3.3.2 Velocitat

Tot i que la velocitat màxima marcada per la rotació del ventilador és la mateixa, hi ha petites variacions de les velocitats, especialment a l'orifici on es genera l'efecte venturi, tal i com es veu a la figura 126.

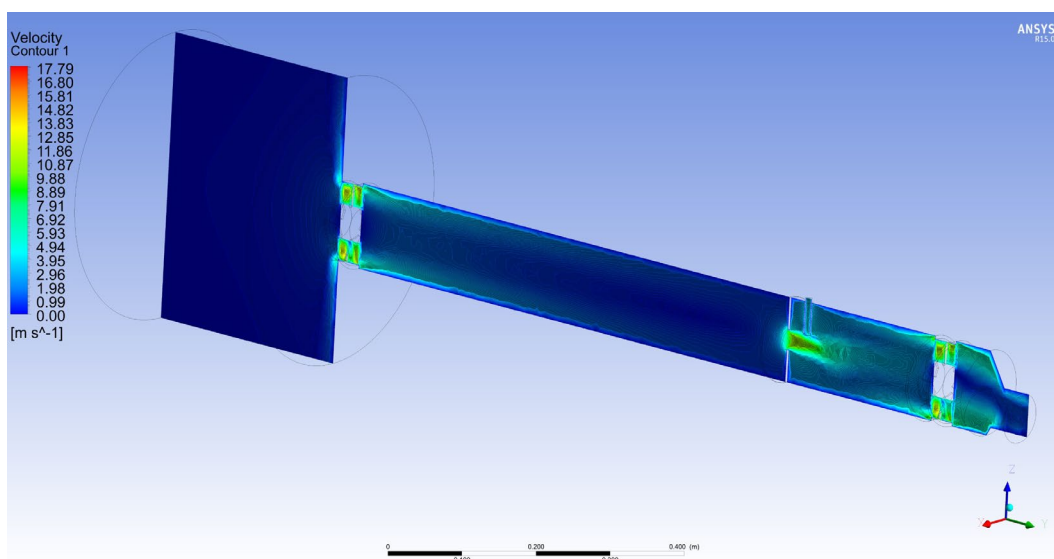


Figura 126. Velocitat representada al pla YZ del sistema.

A la gràfica de la figura 127 corresponent de les velocitats, aquest valor de variació a l'orifici del venturi es veu més clarament.

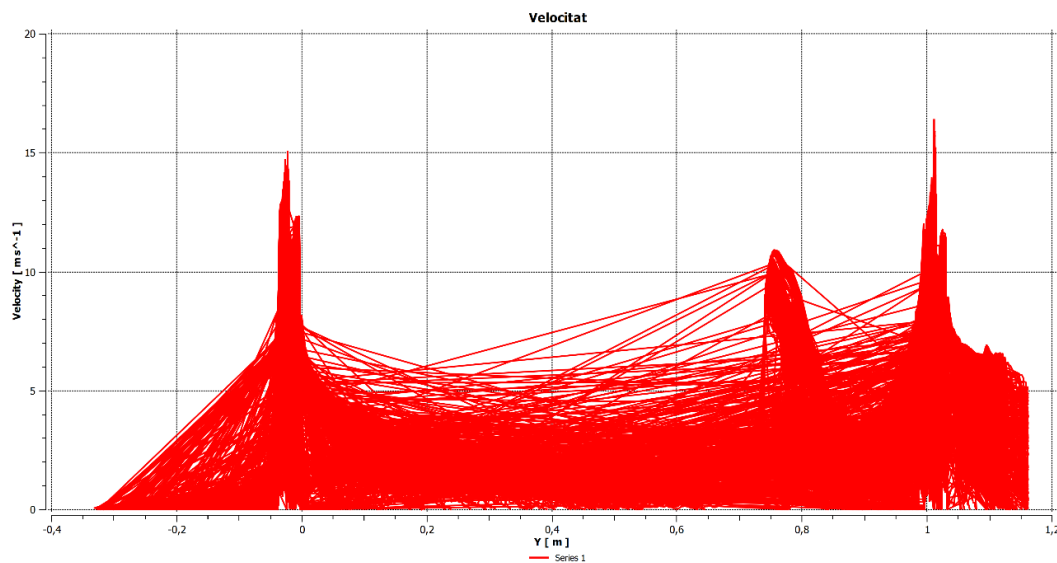


Figura 127. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

Després de l'orifici que genera l'efecte venturi la velocitat supera els 10 m/s. En canvi, a la primera fase aquesta velocitat no l'arribava a superar. Això es deu principalment a que la gravetat segueix la mateixa direcció que l'entrada del gas dièsel al sistema, provocant un petit augment d'aquesta velocitat i facilitant

8.3.3.3 Pressió

La pressió a l'interior del sistema varia amb posterioritat a l'orifici que genera l'efecte venturi, de la mateixa manera que ocorria amb les velocitats, tal i com es pot veure a la figura 128.

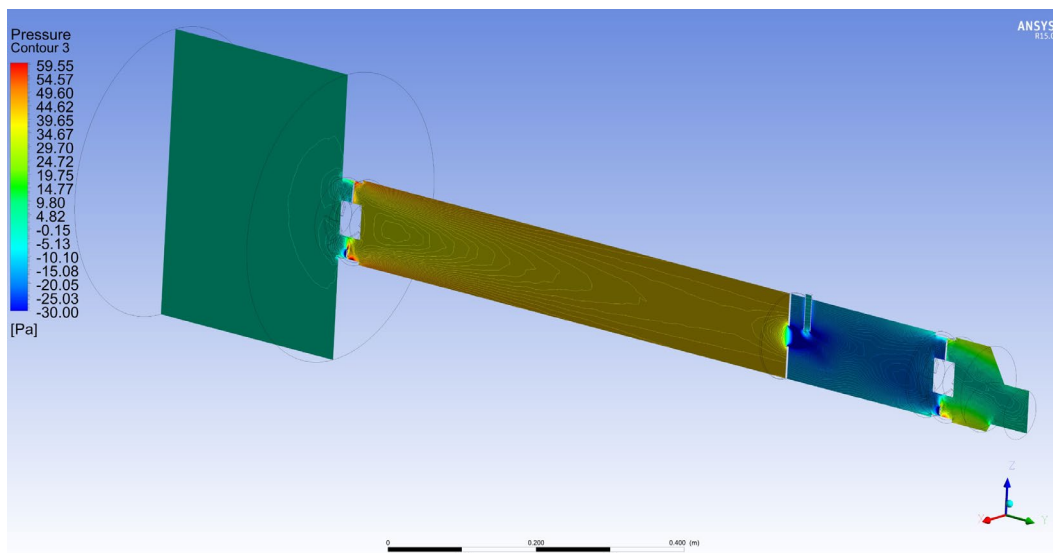


Figura 128. Pressions ajustades respecte el contorn del pla YZ del sistema.

A la gràfica de la figura 129 s'exposa la pressió al llarg del eix Y del sistema.

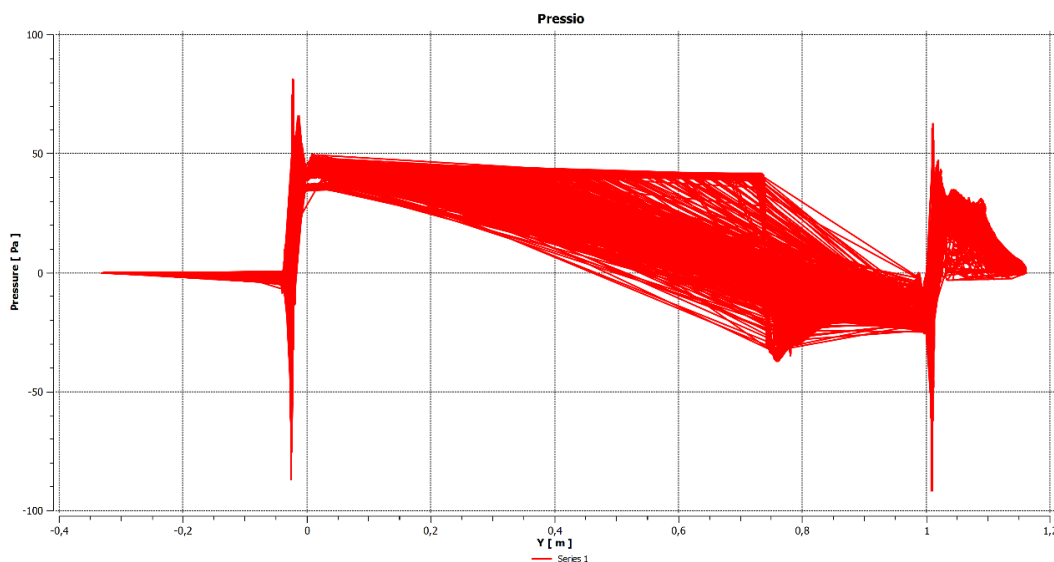


Figura 129. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

En ella s'observa que la depressió causada per l'orifici i posterior efecte venturi és lleugerament més elevada que a la primera fase. El valor de la depressió arriba als 40 Pa (-40 Pa). La pressió abans de

l'efecte venturi si que es manté igual que les anteriors fases amb un valor de 40 Pa, pel que el total de depressió causat respecte aquest valor és de 80 Pa.

8.3.3.4 Cabal màssic

El cabal màssic s'ha mesurat a les mateixes seccions que la primera fase, on la figura 130 mostra els resultats obtinguts.

Results	
Mass Flow on VentiladorInlet	
-0.00575252 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on PreVenturi	
-0.0057861 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on gasinlet	
0.000339979 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on PostGas	
-0.00609336 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on VentiladorOutlet	
-0.00612414 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on Outlet	
-0.0061371 [kg s ⁻¹]	

Figura 130. Cabal màssic de les seccions ZX estudiades.

Tal i com s'ha comprovat, existeix una certa variació del cabal màssic respecte la primera fase de l'ordre de 10^{-4} . Aquesta variació és podria pressuposar que és la causa, al igual que l'apartat anterior, de la divergència a l'hora de resoldre els residus de les equacions. Tot i que en aquesta fase, donada la semblança dels models resolutius dels residus als de la primera fase, l'explicació més factible és l'aplicació de la gravetat i el fet d'haver utilitzat el mètode realitzable per la viscositat, el qual te una afectació relativa al depurar els resultats per geometries rotacionals, com és el cas dels ventiladors. La suma dels dos cabals afectats per la dilució segueix donant com a cabal resultant el cabal de sortida.

8.4 Quarta fase. Implementació del model d'espècies

El model d'espècies serà una de les implementacions més complexes en comparació amb les addicions realitzades en fases anteriors. Això es deu a la complexitat matemàtica darrera dels càlculs d'aquest mètode, explicat en el apartat 6.9, el qual requereix també la implementació del model d'energia, és a dir, tenir present les diferents temperatures que afecten a aquest sistema.

La tria del model d'espècies és bàsic ja que permetrà en el pròxim capítol analitzar les composicions massiques dels components químics del fluid a la sortida del sistema, un cop s'ha barrejat el gas dièsel i l'aire. Fins aquest model es considerava l'entrada de gas dièsel simplement com aire normal, i el fet de que es modifiqui aquest fluid afecta significativament al càlcul, principalment per que les concentracions dels diferents fluids passa a ser un punt important. Gràcies a la regulació de la mida de l'orifici o les velocitats a l'interior del sistema generades pels ventiladores, les concentracions de la barreja resultant per cada prova podrà ser avaluada i analitzada. Aquesta concentració determinarà quina és la viabilitat del sensor en funció de la proporció dels diferents components moleculars que componen la barreja.

8.4.1 Implementació del model

Hi ha multitud de formes de configurar el model d'espècies en funció de la classe de barreja o situació química que es produeixi entre dos fluids. El cas estudiat suposa una barreja miscible simple, és a dir, molts dels paràmetres que es veuran a continuació es mantindran per defecte. Primer de tot, tal i com s'observa a la figura 131 s'ha de seleccionar el model d'espècies.

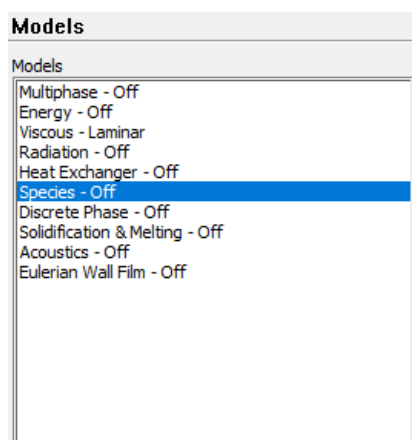


Figura 131. Selecció del model *Species*.

Seguidament, un cop s'ha obert aquesta secció, s'haurà de marcar la opció de *Species Transport*. Aquesta selecció expandirà la finestra, permetent triar en *Mixture Properties*, i més en concretament en *Mixture Material*, la barreja amb la que treballarà el projecte.

Per tal de veure de forma més clara l'anteriorment mencionat es pot observar la figura 132.

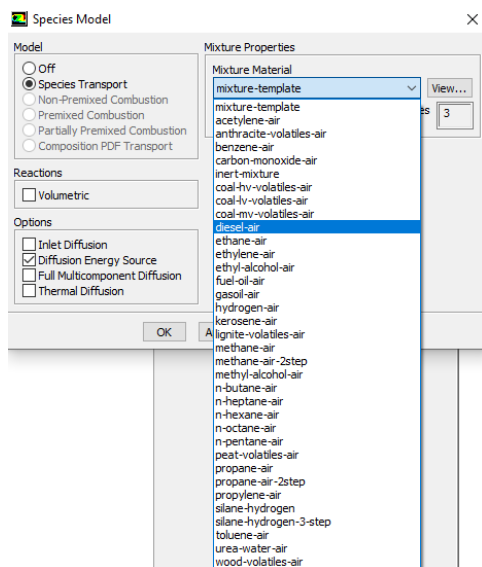


Figura 132. Tria del material de la barreja de diesel-air.

Tal i com es pot veure a la figura, ANSYS Fluent inclou dintre de la seva base de dades, una barreja entre el dièsel i l'aire anomenada *diesel-air*, pel que no s'haurà d'importar els components químics que la componen. La figura 132 mostra l'aparença que tindrà la finestra un cop seleccionada, incidint en la selecció per defecte d'ANSYS Fluent de la opció de *Diffusion Energy Source*, la qual inclou l'efecte del transport d'entropia degut a la difusió d'espècies present a l'equació d'energia en la majoria de casos.

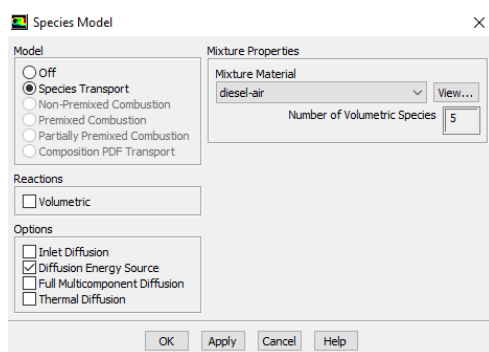


Figura 133. Model, opcions i propietats de la barreja del model d'espècies seleccionat.

Si s'observa la imatge anterior es pot veure la opció de veure (*View...*) la barreja. Si es clica sobre aquesta opció la finestra resultant s'observa les propietats que per defecte té ANSYS Fluent per la barreja *diesel-air*, tant les espècies que condicionen la barreja com la reacció química i física que suposa.

La figura 134 mostra aquesta finestra.

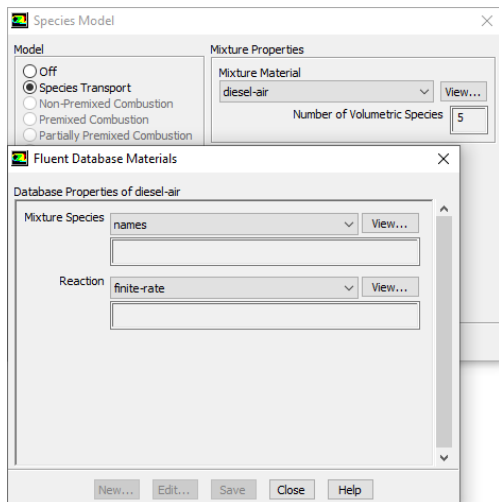


Figura 134. Dades de la base de dades sobre la barreja *diesel-air*.

Si es clica sobre *View...* a la secció de *Reaction: Fine-rate*, s'obrirà la finestra de la figura 135, la qual exposa les característiques principals de la reacció que s'està produint.

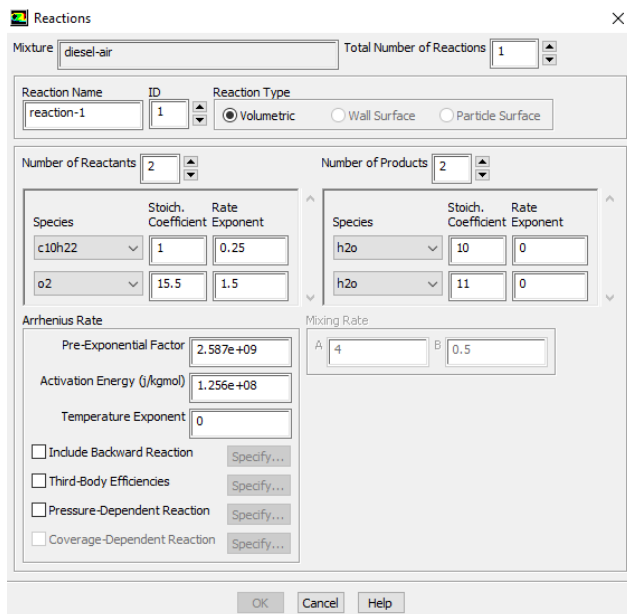


Figura 135. Configuració de la barreja *disel-air* per defecte.

Els valors que estan es mantindran per defecte, ja que no es part integral del treball analitzar la reacció en si, sinó la concentració de la barreja diluïda resultat. Cal destacar que posteriorment a aquest procés de reacció no es podrà editar a no ser que es faci un *reset al setup*.

Un cop definida i acceptada aquesta configuració, si s'obre de nou la finestra d'espècies per editar-les, com es veu a la figura 136, el *Mixture Material* pot ser editat (*Edit...*).

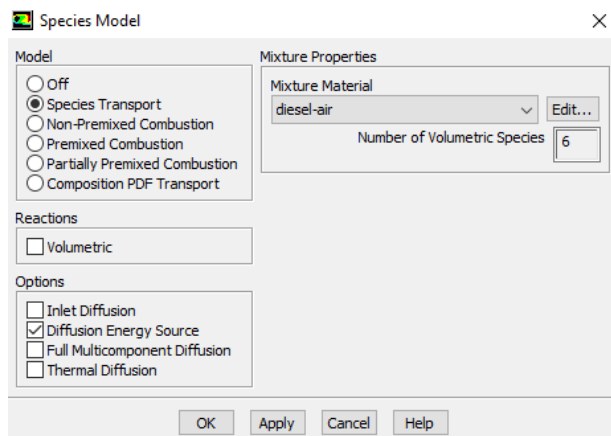


Figura 136. Configuració de la barreja diesel-air per defecte un cop definit.

La figura 137 s'obre al editar el *Mixture Material* de diesel-aire, el qual permet visualitzar i editar les propietats de la barreja del dièsel i l'aire.

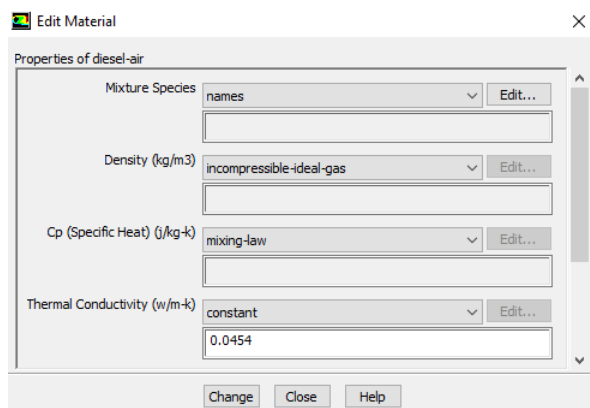


Figura 137. Editar propietats del material de la barreja dièsel-air.

Les propietats que componen el dièsel-air es basen en les diferents espècies que componen la barreja. La densitat està determinada com a incompressible fent la funció d'un gas ideal, amb un calor específic C_p propi de la llei de la barreja (*mixing-law*) i amb una conductivitat tèrmica constant.

Es manté per defecte els valors estipulats a excepció de *Mixture Species*, les quals es poden editar tal i com s'observa a la figura 138.

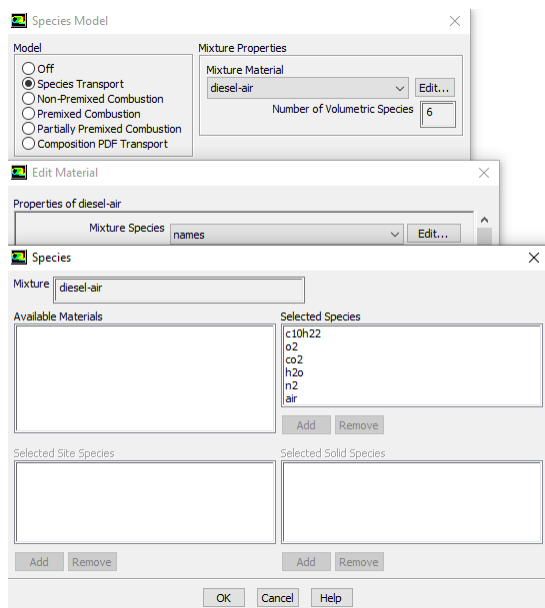


Figura 138. Espècies seleccionades del model de barreja del material.

A la figura s'ha inclòs l'aire com a espècie seleccionada, per tal de poder conformar les concentracions també a l'entrada del sistema, on la barreja amb el diesel encara no s'ha produït i és únicament l'aire el component present.

A l'apartat *Materials* del programari, es pot configurar els materials que intervenen en el procés de simulació de la geometria estudiada. A la figura 139 es tria la barreja (*Mixture*).

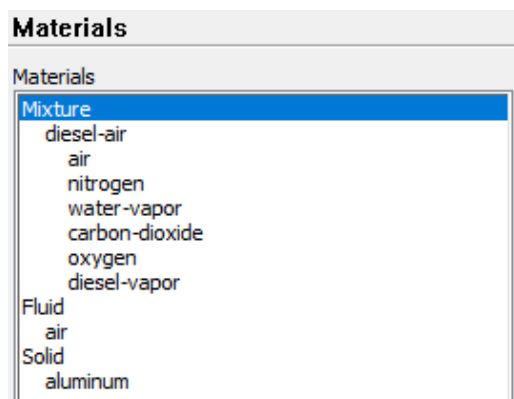


Figura 139. Materials que componen la geometria estudiada.

S'obrirà la finestra corresponent a les propietats físiques i químiques que intervenen a la barreja, representades a la figura 140.

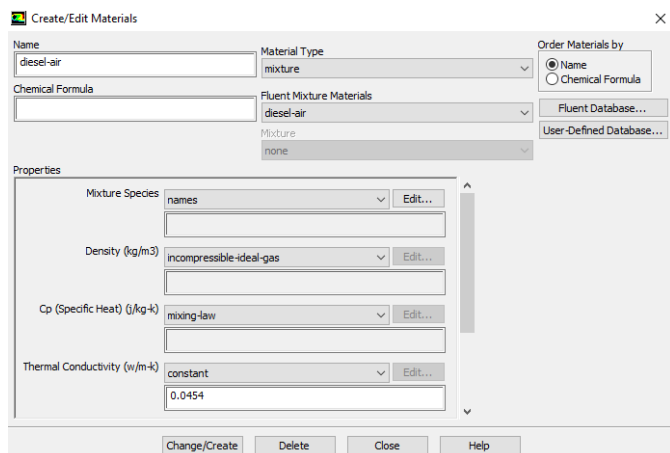


Figura 140. Edició de les propietats físiques i químiques dels materials.

La nova finestra permet identificar les propietats químiques que componen la mescla estudiada. En cas de necessitar editar manualment la composició, seleccionant *Fluent Database*, obrirà una finestra corresponent a la figura 141, que permetrà buscar i obtenir la composició que més s'ajusta al valor desitjat.

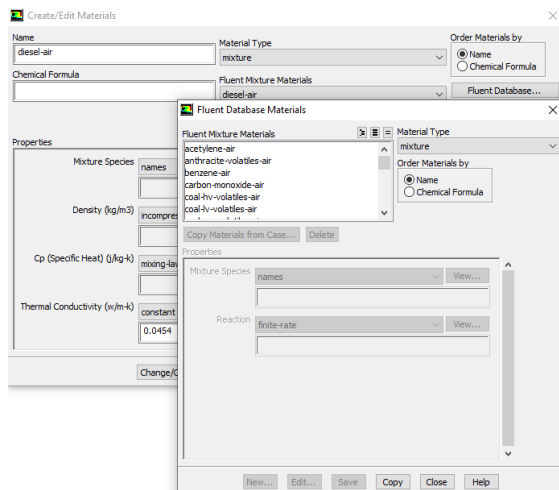


Figura 141. Base de dades de materials de Fluent.

Els valors per defecte d'aquestes propietats químiques ja resultaran suficients per la prova realitzada. Inclou també les propietats químiques de les espècies ja exposades a la figura 137, on s'ha inclòs l'aire.

Finalment, per acabar aquesta implementació de dades referent al model d'espècies, s'haurà de determinar la composició i concentració d'espècies als *inlets* del sistema, tan d'aire com de gas dièsel.

A l'apartat 6.9.2 es van definir les propietats d'aquests *inlets*, les quals s'entraran dintre dels paràmetres de condicions de contorn. La figura 142 mostra la fracció massica de les espècies a l'inlet referent a l'aire que entra al sistema.

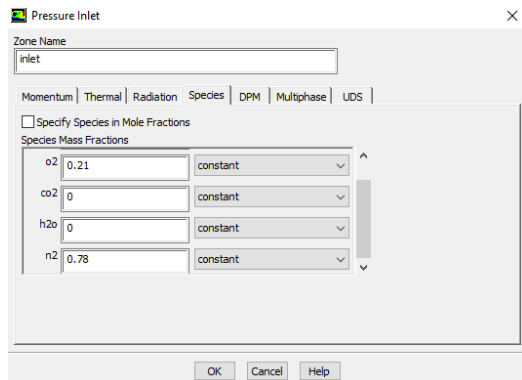


Figura 142. Fraccions massiques de les espècies al inlet.

La figura 143 mostra la fracció massica del gasinlet, gas diesel provinent del tub d'escapament que entrarà i es barrejarà amb l'aire anteriorment parametritzat.

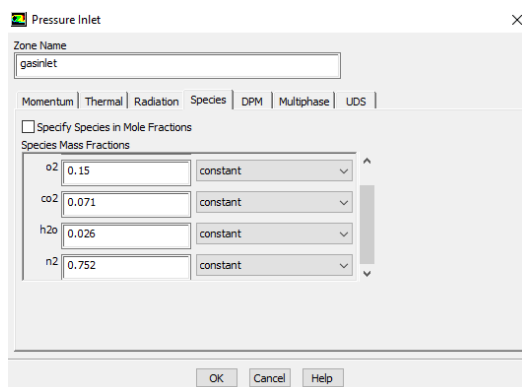


Figura 143. Fraccions massiques de les espècies al gasinlet.

S'observa com únicament les espècies principals de O_2 , CO_2 , H_2O i N_2 es poden configurar. Les espècies residuals o restants que tenen unes concentracions molt més reduïdes, entre les quals s'inclouen les partícules en suspensió, no poden ser directament calculades pel programari. Això es deu a que ANSYS, per defecte no computa aquests valors per la seva reduïda afectació en altres models relacionats amb l'aire i el gas dièsel, pel que hauran de ser calculades manualment en funció de la proporció existent en el gas dièsel exposat a l'apartat 2.2 del projecte.

Tal i com es va explicar a l'apartat 6.9 pel model d'espècies, la variable de l'energia serà una part necessària i imprescindible per al càlcul de les equacions de transport d'espècies. Per tant, al seleccionar aquest mode, s'activa automàticament el model d'energia, tal i com s'observa a la figura 144, la qual no permet cap tipus d'edició.

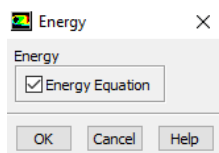


Figura 144. Model d'energia actiu.

La presència d'aquest model d'energia suposa el poder delimitar la temperatura a les entrades i sortides del sistema. La figura 145 mostra la temperatura ambient per defecte d'ANSYS Fluent.

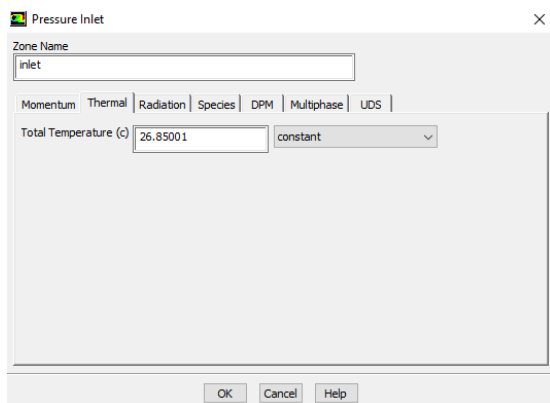


Figura 145. Temperatura ambient per defecte al inlet del sistema.

És difícil poder estimar la temperatura, ja que com s'ha dit anteriorment, per motius externs al projecte no s'han pogut prendre mesures que hagués ajudat a obtenir un valor d'entrada al sistema. Tampoc es pot estimar fàcilment les pèrdues de temperatura presents entre la sortida del tub d'escapament i la injecció del gas dièsel al sistema.

A la figura 146 situada al gasinlet, és a dir, a l'entrada del gas calent que prové del tub d'escapament, se li ha pressuposat una temperatura aproximada de 481 °C o 755K, tenint present la mitjana de la temperatura de sortida de diversos tubs d'escapament.

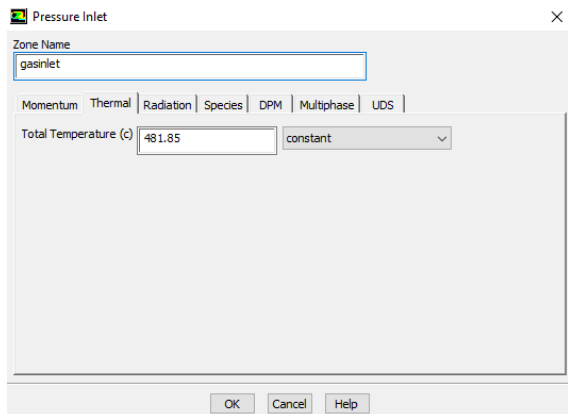


Figura 146. Temperatura a l'entrada del gasinlet provinent del tub d'escapament.

Tot i aquesta temperatura de referència, en futures fases o proves, podrà ser modificada per tal de veure si l'afectació és realment significativa.

La figura 147 mostra com s'ha definit la temperatura pel contorn del tubet d'entrada del gas dièsel, amb un valor estipulat de 481, 85 o 755 K.

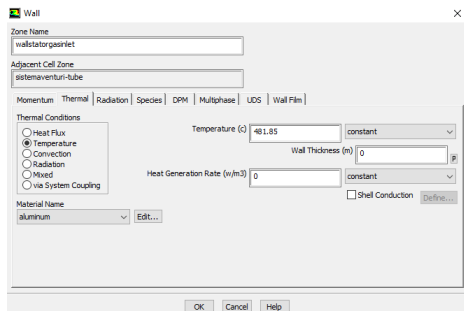


Figura 147. Temperatura a les parets de l'entrada del gasinlet provinent del tub d'escapament.

D'igual manera que la temperatura al gasinlet, aquesta temperatura podrà variar en futurs càlculs.

El model d'entrar la temperatura al programa és diferent ja que es tracta d'una paret i no pas d'una entrada de gas. Existeixen altres opcions en cas de parets, però degut a que es desconeixen les propietats exactes del material que conforma el tubet d'entrada del gas dièsel, s'ha optat per la opció més factible.

Tot i aquestes temperatures, es creu que l'afectació final del factor temperatura, al tractar-se d'una barreja que no inclou propietats termodinàmiques internes durant la mescla, no afectarà de forma significativa als resultats corresponents a la fracció massica de les diferents espècies.

8.4.2 Procés de càlcul

Per tal de realitzar el càlcul de nou es segueix usant per defecte el *solver* SIMPLE, amb els valors per defecte associats a ell com són un ordre elevat de relaxació. Posteriorment en el següent apartat es tractarà més en profunditat la comparació dels dos *solvers* i si té una incidència lo suficientment destacada, en la relació a la qualitat del resultat i el temps, com per ser modificat.

Es redueix en aquest apartat a únicament 2000 iteracions. Com ja hem indicat en fases anteriors, el valor de 2000 iteracions és on els valors dels residus tendien a estabilitzar-se. D'aquesta manera reduïrem significativament el temps de càlcul sense afectar pràcticament als resultats. La figura 148 mostra els resultats obtinguts d'aquestes iteracions.

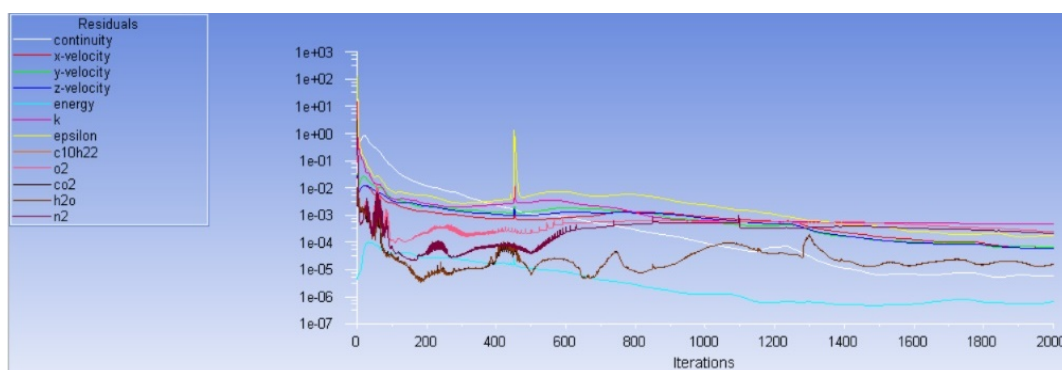


Figura 148. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Cal destacar que ara apareixen nous residus corresponent a les noves variables que componen tan les espècies estudiades per la barreja del aire i el dièsel, com l'energia associada requerida per el model. S'ha produït una irregularitat a les 500 iteracions però que s'ha reconduït en posteriors iteracions. Arriben a la convergència de 10^{-5} varis residus com els de les variables de continuïtat o de l'energia.

Aquest fet ha fet augmentar el temps de càlcul en comparació a la tercera fase, fins casi doblar-lo, tot i tenir que realitzar 2000 iteracions menys. Per posar en context, estem parlant d'una duració aproximada de 24 h, a diferencia de les 12 h anteriorment requerides.

8.4.3 Anàlisi dels valors obtinguts

Aquesta quarta fase, degut a que inclou noves variables com les concentracions d'espècies i l'energia associada a elles (temperatura), s'hauran de crear nous apartats.

8.4.3.1 Flux i vectors del fluid

La figura 149 mostra l'evolució del flux de l'aire al llarg del tub del sistema estudiat.

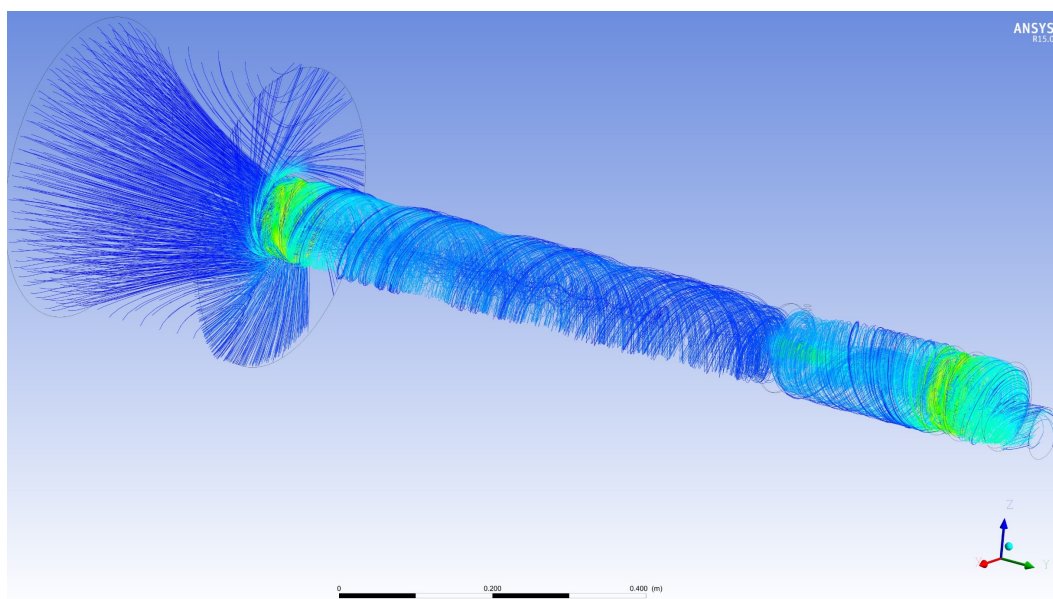


Figura 149. Flux de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

Tal i com es pot observar a la figura, el recorregut del aire al sistema serà semblant al de fases anteriors amb petites variacions de velocitat al llarg del flux de l'aire. Això es degut a que la modificació del sistema aplicant el mètode d'espècies, no afecta en excés al moviment del aire a l'interior del sistema. Els canvis d'aquest model afecten especialment a les concentracions, que deixen de ser estudiades com un tot, i passen a ser subdividides en diverses espècies estudiades per separat.

Seguidament es procedeix a mostrar els resultats relacionats amb els vectors associats a la velocitat lineal, tal i com es pot veure a la figura 150.

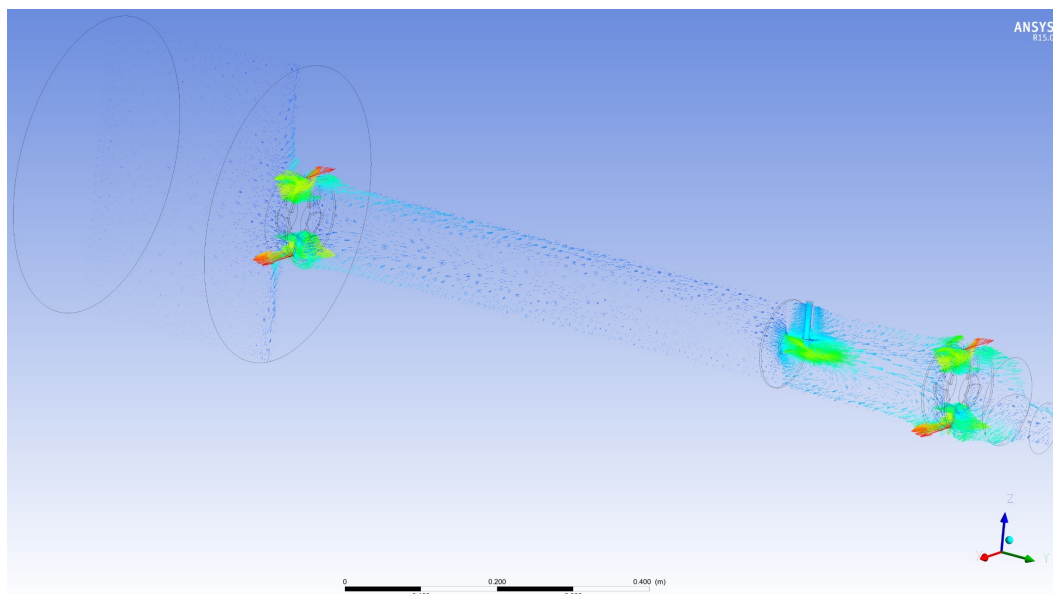


Figura 150. Vectors de la velocitat de l'aire i el gas dièsel al sistema.

El model de vectors es semblant a la tercera fase, ja que com s'ha indicat pel flux, la variació únicament qualitativa, que no quantitativa, no es molt evident, ja que no es canvien tant els models físics com els químics. Però en punts com la sortida del gas dièsel i la posterior barreja si que existeixen petites variacions tant del sentit com dels valors de la velocitat. Es veu com a diferencia dels vectors de la tercera fase, no es produeix una disminució de la velocitat tan elevada a l'entrada del gas. Això es degut a que l'estudi pel mètode de transport d'espècies, ajuda a diferenciar les dues propietats que es barregen, permetent no únicament estudiar per separat aquestes espècies, sinó facilitar l'estudi i la simulació d'aquestes.

8.4.3.2 Velocitat

La velocitat de la quarta fase es veu representada a la figura 151.

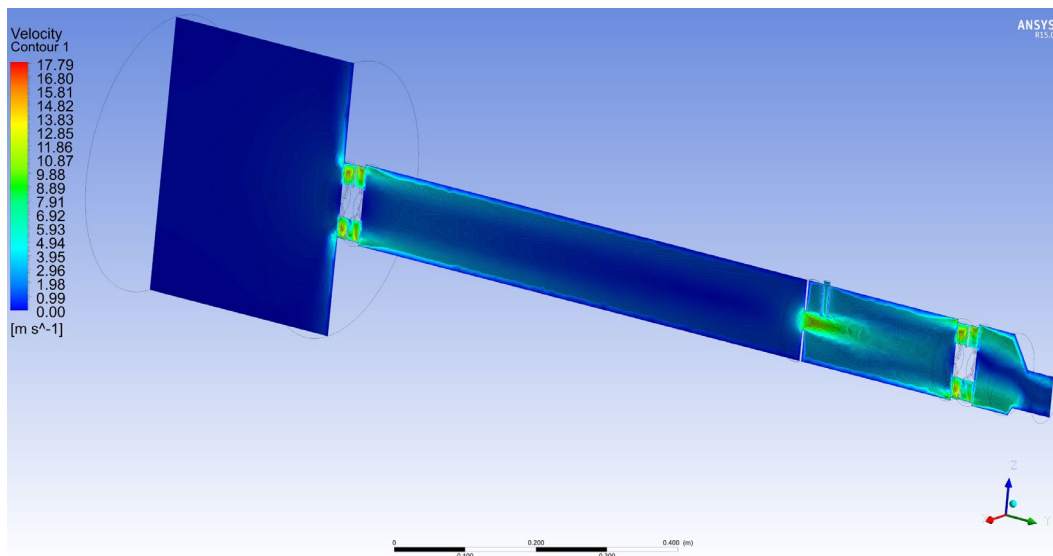


Figura 151. Velocitat representada al pla YZ del sistema.

A la figura es pot veure com hi ha una reducció força elevada de la velocitat al llarg del tub, prèvia a l'orifici que origina l'efecte venturi. Tot i que es un fet que s'ha reproduït a les anteriors fases, s'haurà d'estudiar més en detall per veure quina afectació és produeix per a que la velocitat als laterals del tub disminueixin considerablement conforme s'allunyen del ventilador d'entrada. En posteriors mètodes de resolució s'intentarà veure si això es corregeix. S'observa la figura 152 per veure més en detall el comportament de la velocitat al llarg de l'eix Y.

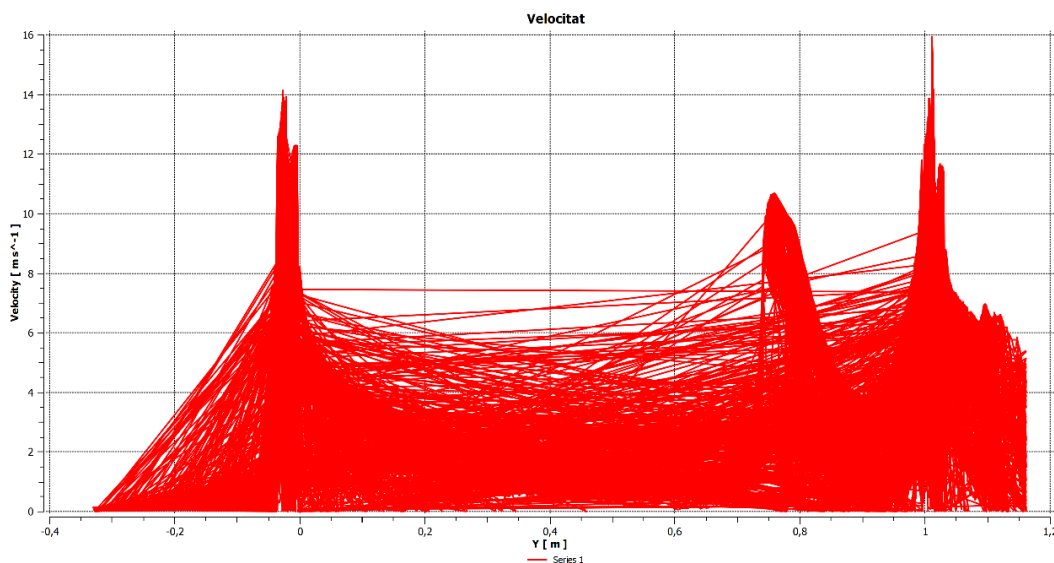


Figura 152. Gràfica de la velocitat en funció de la distancia del eix Y del sistema.

La gràfica permet observar els resultats qualitats de forma més precisa. Es veu com a la barreja, tal i com s'ha intuït en el apartat del flux, té una velocitat màxima es de 11 m/s, lleugerament superior a la tercera fase, que té un valor de 10,5 m/s. La velocitat del ventilador a l'entrada és de 14 m/s, inferiors als 15 m/s de la fase anterior. El ventilador de sortida si que no sofreix variacions respecte la tercera fase amb una velocitat de 16 m/s. A part d'aquestes petites diferències, el comportament dels valors de velocitats es similar.

8.4.3.3 Pressió

Cal focalitzar l'atenció de l'anàlisi de les pressions de la figura 153 especialment en el punt del venturi i entrada del gas.

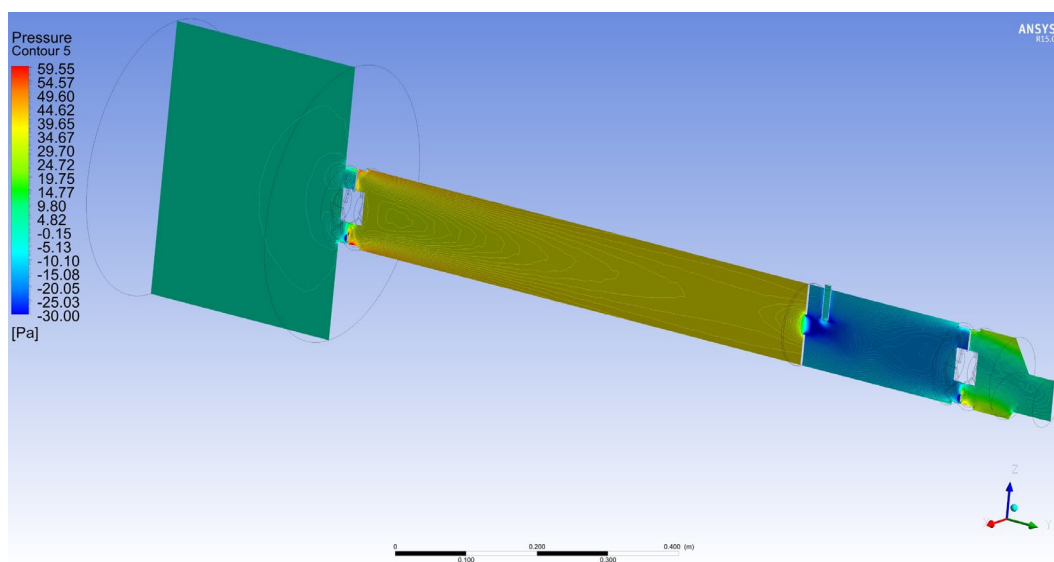


Figura 153. Pressions ajustades respecte el contorn del pla YZ del sistema.

Les pressions no sofreixen una gran diferència respecte la tercera fase. Com ja s'ha dit en el cas de les velocitats, el fet d'introduir el model d'espècies, té una afectació relativa a models físics com aquest. Destacar com tot i que si que es produeix una depressió, aquesta no arriba a cobrir la totalitat del tub d'entrada. Cal aclarir que aquest model de resolució és bàsic, i que amb posterioritat es realitzarà un cribratge per diferents algorismes resolutius, permetent veure de forma més detallada possibles millores.

La figura 154 mostra la distribució de les pressions al llarg de l'eix Y.

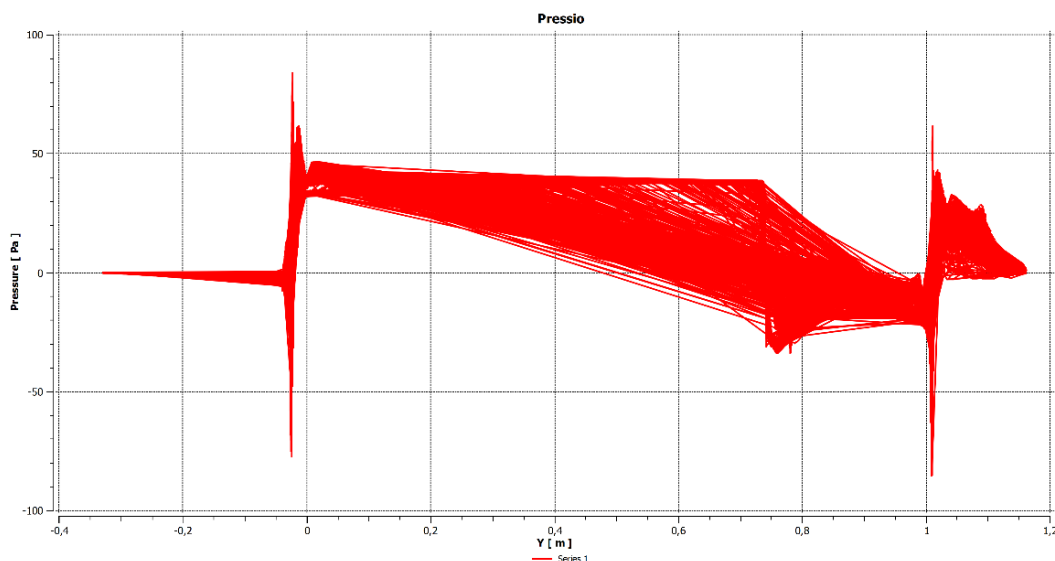


Figura 154. Gràfica de la pressió en funció de la distància de l'eix Y del sistema.

A la gràfica es pot observar com la disminució progressiva de la velocitat al llarg del tub, també es veu molt clarament reflectida en les pressions. S'inicia a una pressió pròxima als 49,5 Pa, per arribar a l'orifici amb una pressió d'únicament de 40 Pa. Es produeix doncs una disminució de les pressions al llarg del tub de 9,5 Pa. De nou, s'espera que aquest valor sigui més realista amb un mètode de resolució més exhaustiu, com pot ser la discretització de 2n ordre.

Si s'analitza l'efecte venturi ocasionat per l'orifici es veu com inicialment presenta una pressió de 40 Pa, arribant fins a una depressió de -35 Pa. Això suposa una depressió total ocasionada per l'efecte venturi de 75 Pa. Tot i que és significativa, s'havia suposat que la depressió seria més elevada. Posteriorment es veurà si pel model final aquesta depressió modifica.

8.4.3.4 Cabal màssic

El cabal màssic obtingut a les seccions estudiades ja amb anterioritat es veu representat en la figura 155.

Results	
Mass Flow on VentiladorInlet	
	-0.00547329 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on PreVenturi	
	-0.00539958 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on gasinlet	
	0.000161166 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on PostGas	
	-0.0055413 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on VentiladorOutlet	
	-0.00555869 [kg s ⁻¹]
Mass Flow on Outlet	
	-0.00558859 [kg s ⁻¹]

Figura 155. Cabal màssic de les seccions ZX estudiades.

L'afectació del model d'espècies ha tingut un paper significatiu al cabal màssic. Si es compara amb la tercera fase, es veu una reducció respecte els cabals tan previs com posteriors a la barreja, incloent el cabal d'entrada del gas dièsel. Això és degut a que la forma de calcular aquest cabal tenint present per separat les diverses espècies no es la mateixa que quan únicament es considera el fluid com un únic component, afectant especialment al cabal màssic resultant.

8.4.3.5 Concentracions

Les concentracions presents al sistema per aquesta fase estan representades a la figura 156.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Air on Outlet	
	0.413223
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	
	0.0283982
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	
	0.452812
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	
	0.0725232
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	
	0.0330434

Figura 156. Concentració de les espècies del sistema.

En ella es pot observar com les concentracions d'aire a la sortida, tot i la barreja amb el gas dièsel, són anormalment baixes. La proporció d'aquest valor predominant al llarg del tub hauria de ser molt superior en comparació amb altres espècies. D'igual manera la proporció de nitrogen difícilment serà superior a la de l'aire. Això ve donat per la resolució computacional, ja que no ha tingut present de forma correcta les espècies a la secció de sortida, motivat possiblement al fet de que es requereix major refinament en el càlcul.

8.4.3.6 Temperatura a la injecció

S'ha focalitzat l'anàlisi de la temperatura al punt d'afectació màxim, que és a l'entrada del gas dièsel estipulada als 481, 85 °C, tal i com es veu a la figura 157.

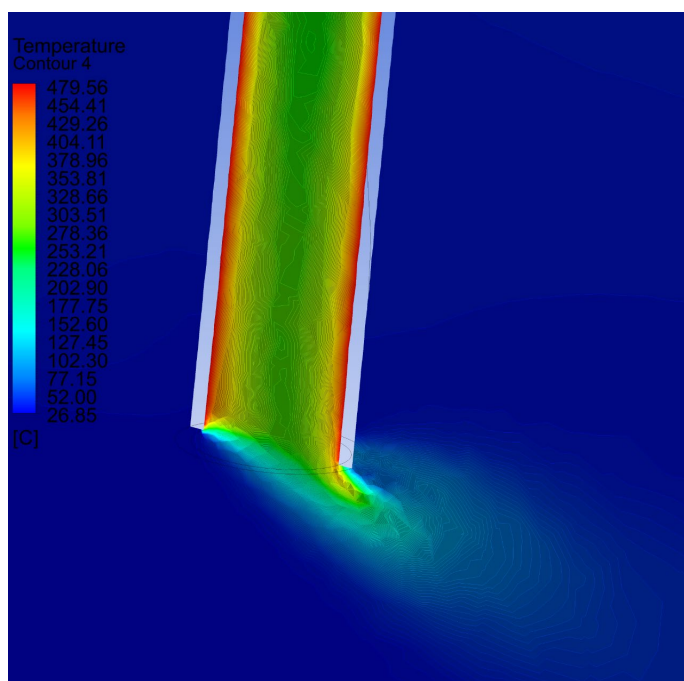


Figura 157. Temperatura a l'entrada del gas dièsel.

Al punt on es produeix la barreja s'observa una difusió d'aquesta temperatura al fluid circulant. L'afectació però d'aquesta temperatura al sistema general sembla reduïda, ja que ràpidament la temperatura del gas s'estabilitza a la pròpia del aire ambient. Això podria ser degut a que no s'ha definit les parets exteriors del tubet per on s'injecta el gas dièsel com a difusor de calor, formant part del mateix sistema que el tub complet i minimitzant l'impacte d'aquesta temperatura elevada. Per tal de visualitzar i comprovar aquesta reduïda afectació a la temperatura de dilució del gas es comprovarà a la pròxima fase l'evolució d'aquesta temperatura, per tal de veure si un model resolutiu diferent permet obtenir una millora d'aquesta difusió tèrmica a la dilució.

La temperatura ha ocasionat varies falles de divergències en algunes de les proves que s'han realitzat. Per aquest motiu s'ha decidit reduir aquest valor de temperatura a les pròximes proves per tal de relaxar la divergència i facilitar un càlcul més lleuger, vist que la seva afectació no es determinant. S'estendrà més l'anàlisi a la temperatura al model validat un cop provats els diferents models resolutius. D'aquesta manera es podrà comprovar l'afectació en comparació amb la figura anteriorment exposada.

8.5 Cinquena fase. Validació del model de referència

S'utilitzaran diferents mètodes algorítmics de resolució per tal d'obtenir un valor resultant el més pròxim a la realitat. Al no disposar de la referència experimental per tal de comprovar aquests valors, s'ha optat per calcular els cabal de sortida del ventilador d'entrada teòricament a partir del model teòric simplificat exposat al capítol 3 del projecte. Aquest resultat es compararà amb els resultats obtinguts per diferents mètodes resolutius, triant el mètode més pròxim als valors teòrics calculats.

8.5.1 Cabal màssic teòric

Primerament, i per tal d'obtenir el valor teòric del cabal a la sortida del ventilador d'entrada, s'ha de tenir present els càlculs realitzats a l'apartat 3.6 del projecte. Amb la formulació ja plantejada en aquell apartat es pot extrapolar una taula de la figura 21, que representava gràficament el punt de funcionament del sistema estudiat on coincidien les dues corbes de funcionament del ventilador i la del sistema. La taula 4 mostrada a continuació es la que compona aquella gràfica.

Cabal (m ³ /s)	Pressió ventilador (Pa)	Pressió sistema (Pa)
0	82	0
0,008333	68	97,90113
0,016667	53	391,6045
0,025	42	881,1102
0,033333	35	1566,418
0,041667	30	2447,528
0,05	15	3524,441
0,058333	0	4797,155

Taula 4. Punt de funcionament entre el sistema i el ventilador per uns determinats cabals.

El punt de funcionament per un determinat cabal del model estudiat es realitzarà seguint l'equació 8.7 exposada a continuació.

$$\text{Cabal al punt de funcionament} = \frac{P_{\text{ventilador inicial}}}{\frac{P_{\text{sistema inicial}}}{\text{Cabal inicial}}} = \frac{68}{\frac{97,9011}{0,008333}} = 0,005788 \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.7)$$

Per tal de trobar el valor en kg/s, magnitud del cabal màssic per defecte utilitzada per obtenir els resultats a ANSYS Fluent, s'utilitzarà l'equació 8.8, on la densitat es la pròpia del aire estipulada per el programari com 1,27 kg/m³.

$$Cabal\ massic = Cabal\ al\ punt\ de\ funcionament * \rho_{aire} \quad (8.8)$$

$$Cabal\ massic = 0,005788 * 1,27 = 0,007351\ kg/s$$

El cabal de referència del funcionament just a la sortida del ventilador d'entrada al tub d'aire del sistema ha de tenir un valor el més pròxim possible als 0,007351 kg/s. Es obvi que serà complicat obtenir valors molt pròxims (degut a ser un cabal relativament petit), però si que es pretén definir el millor model en funció del que obtingui un marge d'error més reduït.

8.5.2 Algoritmes de resolució

Els algoritmes de resolució seleccionats no tindran una afectació molt important en el resultats anteriorment exposats, ja que per aquest sistema concret estudiat, les dues resolucions són viables d'aplicar. Tot i això, és important identificar quin dels dos models resolutius s'adapta de millor manera al model realitzat per tal d'obtenir uns cabals i concentracions el més acurades possibles.

8.5.2.1 Segregat o SIMPLE

El model segregat, o en el cas que concret que s'utilitzarà en aquest apartat, SIMPLE, està explicat en detall a l'apartat 6.8, és un algoritme de resolució seqüencial. SIMPLE és el mètode configurat per defecte en ANSYS Fluent, tal i com s'ha utilitzat en els apartats anteriors d'aquest capítol. De forma molt resumida, ja que s'ha tractat la seva explicació prèviament, facilita la convergència gràcies a la simplificació de certs paràmetres iteratius a l'hora de resoldre les equacions plantejades, i per tant, redueix el temps de càlcul, ideal per dur a terme la multitud de proves necessàries dels capítol 9.

8.5.2.1.1 Upwind de primer ordre

La figura 158 mostra com s'ha configurat els paràmetres a l'apartat de *Solution Methods* basat en *Pressure-velocity* dintre d'ANSYS Fluent. S'ha definit com a model SIMPLE amb els paràmetres de discretització espacial de primer ordre, tan principals com secundaris.

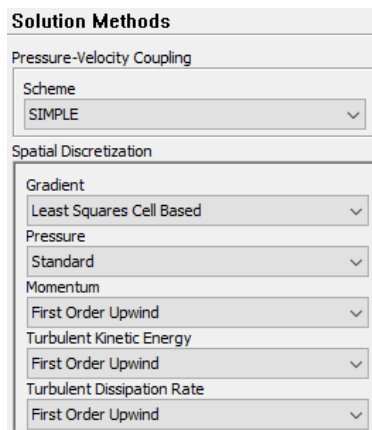


Figura 158. Configuració del mètode de solució SIMPLE de 1er ordre.

Els valors secundaris fan referència a la formulació de les diferents espècies que componen el projecte, els quals no hi són presents en altres models previs a quarta fase, tal i com es pot veure a la figura 159. S'inclou també l'energia, que tot i ser present en molts altres models, és imprescindible en l'estudi de les espècies, fent obligatori el seu us per part del programari.

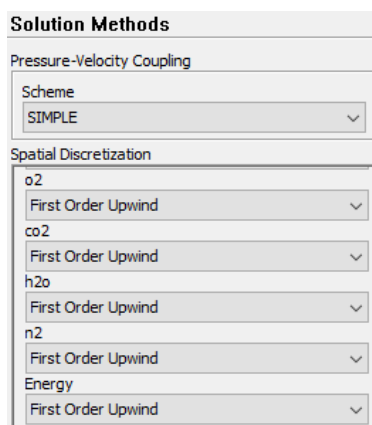


Figura 159. Configuració del mètode de solució SIMPLE de 1er ordre pels valors secundaris.

El resultat de les iteracions correspon a la figura 148 del apartat 8.4.2, pel que no es copiarà de nou la imatge de la quarta fase.

No únicament el procés iteratiu, sinó que els resultats obtinguts, així com el seu procés de càlcul en aquest model són els mateixos que a la quarta fase d'aquest capítol. Es va utilitzar aquest model ja que és per defecte el que utilitza ANSYS Fluent per la seva simplicitat, permeten flexibilitzar el temps de càlcul, i per tant, permetent provar diferents configuracions amb un temps més reduït.

Al focalitzar l'anàlisi al paràmetre del cabal màssic present a la sortida del ventilador d'entrada, s'obté la figura 160 com a resultat.

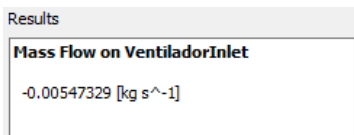


Figura 160. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

En ella es pot observar com el cabal màssic resultant a la sortida del ventilador es 0,005473 kg/s. El fet de que sigui negatiu, tal i com ja s'ha explicat anteriorment es deu únicament a que el programa computa per defecte en direcció contrària les seccions respecte el model estudiat.

L'error relatiu d'aquest resultat en comparació amb el resultat teòric anteriorment estipulat es calcula a l'equació 8.9.

$$Error\ relatiu = \frac{Cabal\ computacional - Cabal\ teoric}{Cabal\ teoric} * 100 \quad (8.9)$$

$$Error\ relatiu = \frac{0,005473 - 0,007351}{0,007351} * 100 = -25,55\%$$

L'error relatiu del cabal màssic computacional a la sortida del ventilador respecte el càlcul teòric del plantejament del model simplificat es un 25,55% menor. Tot i que és un error relativament elevat, el valor obtingut exemplifica el potencial d'aquest tipus de resolucions computacionals en funció de la forma en que s'adapta el model al CFD. L'estudi d'aquesta parametrització computacional és basa en la prova i error constant, així com en l'experiència prèvia adquirida en projectes de semblant estructura. Els cabals estudiats es basen en valors molt reduïts, on un error computacional pot dur fàcilment a variacions molt elevades, i conseqüentment, a errors relatius respecte la realitat molt elevats. Es realitzaran més proves amb diferents configuracions de *solver* als següents apartats per tal d'ajustar el cabal computacional al cabal teòric.

8.5.2.1.2 Upwind de segon ordre

De la mateixa forma que s'ha realitzat pel primer ordre, la figura 161 i 162 mostren l'entrada dels paràmetres de càlcul principal i secundari al CFD per un mode SIMPLE amb una discretització de segon ordre.

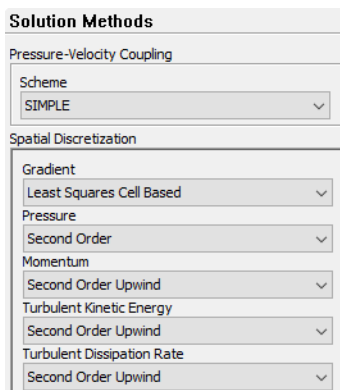


Figura 161. Configuració del mètode de solució SIMPLE de 2n ordre.

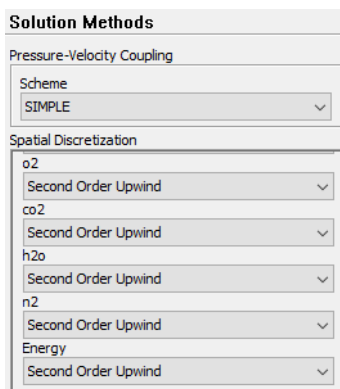


Figura 162. Configuració del mètode de solució SIMPLE de 2n ordre pels valors secundaris.

La figura 163 mostra la configuració implementada a l'ANSYS per tal de definir les equacions per una discretització de segon ordre, incloent paràmetres secundaris de concentracions o energia.

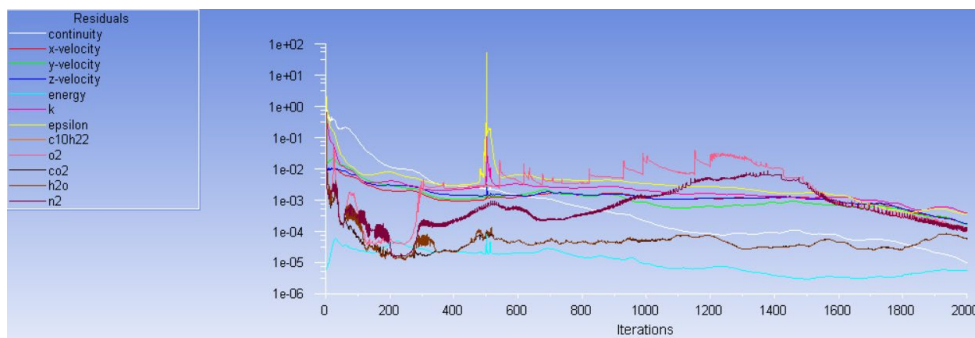


Figura 163. Gràfica del valor dels residus en funció del numero d'iteracions.

Tot i la irregularitat del càlcul de residus observat, a partir de les 2000 iteracions el model entra en procés d'estabilització descendent per a properes iteracions, pel que serà interessant realitzar amb posterioritat un segon anàlisi per 3000 iteracions. Aquesta major irregularitat inicial es deu principalment a la complexitat (i conseqüent major refinament del resultat) de les equacions de segon ordre per a totes les variables, complicant la resolució de les equacions del model SIMPLE, especialment per models de barreja com és el cas estudiat.

Ha donat també problemes de divergències inicials degut a *floating points exception*, on el programa troba valors impossibles de calcular, com per exemple una divisió per un valor molt pròxim a zero. S'ha pogut solucionar aquest aspecte aplicant a l'inici un càlcul amb un *solver* en primer ordre, modificant-ho a segon ordre després de les 10 primeres iteracions.

Si s'observa el cabal màssic resultat a la sortida del ventilador, s'obté la figura 164.

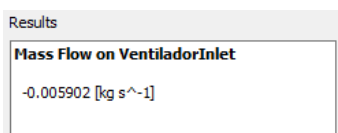


Figura 164. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

El valor resultant serà de 0,005902 kg/s. Tal i com s'ha pressuposat degut a la major precisió de les equacions discretitzades en segon ordre, el valor tendeix a apropar-se més al resultat teòric de referència. Per tal de saber exactament l'error relatiu d'aquest resultat, es calcula l'equació 8.10.

$$Error\ relatiu = \frac{0,005902 - 0,007351}{0,007351} * 100 = -19,71\% \quad (8.9)$$

L'error relatiu del cabal màssic per un mètode SIMPLE de resolució amb una discretització espacial de segon ordre és d'un 19,71% més petit que el teòric. S'ha reduït un 5,84% l'error relatiu respecte el 25,55% de primer ordre. Aquesta millora suposa obtenir uns valors més pròxims a la realitat únicament variant el mètode resolutiu, és a dir, la forma en que el programa CFD planteja les equacions exposades al capítol 6 del projecte.

Com ja s'ha comentat, i degut a que no s'arribaven a estabilitzar els residus per 2000 iteracions, s'ha decidit realitzar una nova prova per 3000, per tal de comprovar si la tendència descendent observada a la figura 163 s'acaba estabilitzant.

El resultat d'aquesta nova prova es veu representat en la figura 165.

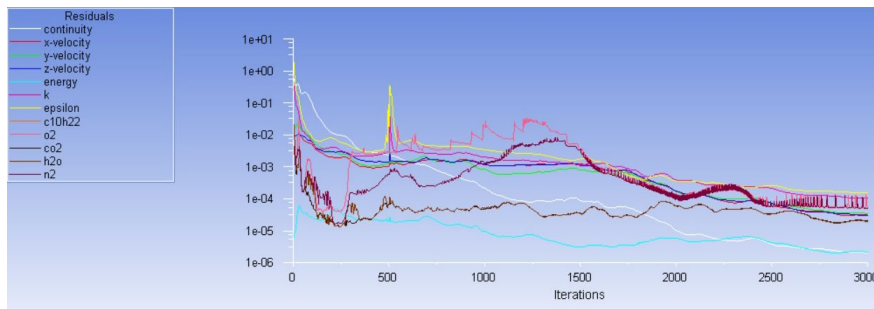


Figura 165. Gràfica del valor dels residus en funció del numero d'iteracions.

La gràfica permet visualitzar com l'estabilització està molt més present a les 3000 iteracions. Si bé es cert que l'energia i la continuïtat segueixen tenint una tendència descendent, ja han arribat a valors inferiors al 10^{-5} , fet que suposa la convergència dels dos valors pel marge d'error estipulat.

Serà interessant veure el canvi de resultats al cabal per uns residus de dues variables convergides i altres pròximes a l'estabilització, representat a la figura 166, en comparació al valor obtingut anteriorment.

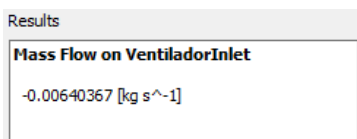


Figura 166. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

Efectivament, el cabal màssic resultant per 3000 iteracions, arrodonit a les primeres quatre xifres significatives, és de 0,006404 kg/s, força més elevat que l'anterior cabal, apropant-se més al valor teòric calculat com a referent. Per tal de veure l'error relatiu d'aquest valor, tal i com s'ha fet anteriorment, s'aplica l'equació 8.10.

$$Error\ relatiu = \frac{0,006404 - 0,007351}{0,007351} * 100 = -12,88\% \quad (8.10)$$

Es produeix una reducció molt pronunciada de l'error relatiu fins als 12,88%, especialment significativa si es compara amb el 19,71% per 2000 iteracions. S'ha de tenir present que únicament es tracta de 1000 iteracions de més, que tot i suposar un temps de càlcul força superior, resulta en un cabal amb un error relatiu 6,83% més petit. Això demostra la importància de l'estabilització a valors reduïts (encara que no convergits) o bé la convergència de valors amb tendències descendents. En el càlcul anterior hi havia dos residus amb aquesta tendència descendent que no havien convergit per valors inferiors al 10^{-5} , fet que evidenciava un marge de millora en el refinament dels resultats. Seguint aquesta premissa i aplicant-

la per un número d'iteracions majors de les 3000, no hauria de suposar un canvi significatiu en els resultats obtinguts.

Per tal de provar aquesta suposició i aprofundir més l'estudi, és realitzarà un nou càlcul en aquest apartat fins que s'observi l'estabilització dels residus de totes les variables. Això suposarà un temps de càlcul extremadament elevat, que difícilment serà realitzable per la multitud de proves requerides al pròxim capítol, però que servirà per corroborar si la millora en l'aproximació al cabal desitjat per iteracions superiors a 3000 és prescindible tal i com es pressuposa.

Finalment s'ha produït aquesta estabilització a les 5000 iteracions. Els resultats de les iteracions d'aquest nou càlcul es veuen a la figura 167.

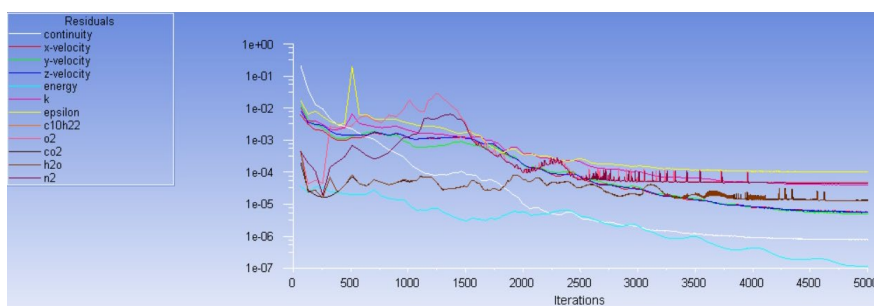


Figura 167. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Es pot observar com totes les variables a partir de les 5000 iteracions semblen estabilitzar-se. Això indica que no es necessari realitzar més proves per més iteracions, ja que els resultats del càlcul seran els mateixos. Tot i que les velocitats per les tres coordenades arriben en aquest cas a la convergència, el fet de que ja estiguessin molt estabilitzades en el càlcul anterior, no suposarà una afectació significativa. Destacar com es segueix produint una divergència important a les 500 iteracions, tot i que en aquest cas és més especiada i no tan brusca.

Per tal de comprovar el cabal a la sortida del tub per aquesta prova, s'obté la figura 168.

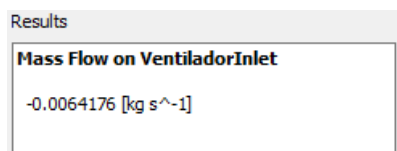


Figura 168. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

Tal i com s'havia pressuposat, el cabal resultant de 0,006418 kg/s no suposa un canvi molt significatiu en comparació a l'anterior càlcul. Per tal de veure exactament com de significatiu és aquest nou cabal, s'obté l'error relatiu associat a ell a l'equació 8.11.

$$Error\ relatiu = \frac{0,006418 - 0,007351}{0,007351} * 100 = -12,69\% \quad (8.11)$$

L'error relatiu de 12,69% respecte el valor teòric, únicament suposa una millora del 0,19%, un percentatge ínfim tenint present que s'han realitzat 2000 iteracions més. Al estar els residus ja estabilitzats per 3000 iteracions, els resultats obtinguts són pràcticament iguals.

Havent analitzat totes les proves per diferents iteracions, el resultat del cabal per 3000 iteracions de 0,006404 kg/s amb un error relatiu de 12,88% respecte el teòric, prova ser molt interessant. Si en posteriors anàlisis d'aquest apartat no s'obtenen errors més reduïts per temps de càlculs raonables, s'optarà per escollir aquest model de 3000 iteracions, amb un algoritme segregat SIMPLE de segon ordre, com a model de referència.

8.5.2.2 Acoblat o Coupled

El mètode Coupled, explicat en detall a l'apartat 6.8, és un algoritme resolutiu acoblat, que permet la resolució de les equacions de forma simultània, a diferència del SIMPLE, que és únicament seqüencial. Aquest fet implica una complexitat major de la resolució de les equacions, suposant no únicament un temps de càlcul força més elevat, sinó més problemes de convergència degut a valors incorrectament iterats. És un mètode especialment útil per processos transitoris, que tot i que no és el cas del projecte estudiat, s'ha de comprovar la seva efectivitat en comparació als valors obtinguts pel model segregat anterior.

8.5.2.2.1 Upwind de primer ordre

D'igual manera que s'ha fet en el anterior apartat pel model SIMPLE, es configura els mètodes de resolució com a Coupled, i en aquest subapartat, amb la discretització corresponent de primer ordre.

La configuració d'aquest paràmetres s'estipula a les figures 169 i 170.

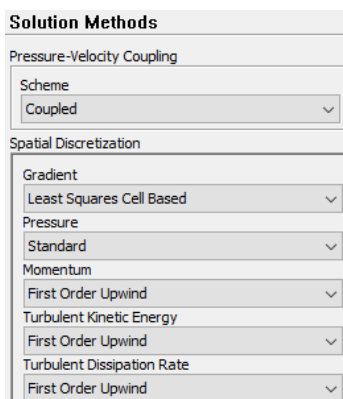


Figura 169. Configuració del mètode de solució Coupled de 1er ordre.

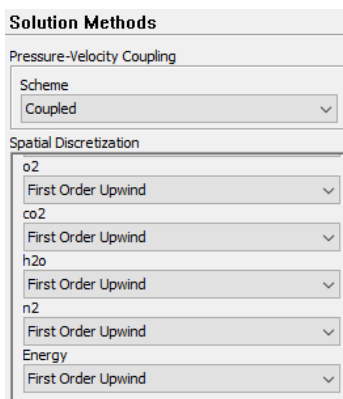


Figura 170. Configuració del mètode de solució Coupled de 1er ordre pels valors secundaris.

El resultat iteratiu d'aquest model es el representat a la figura 171.

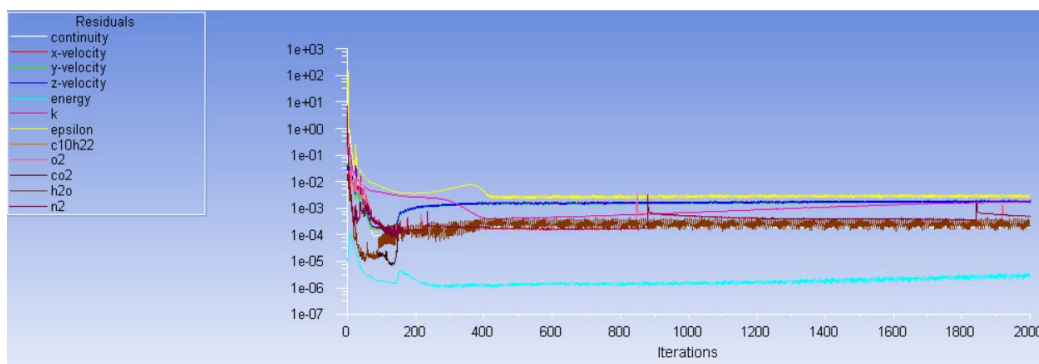


Figura 171. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

A la gràfica es pot observar que moltes de les variables tenen un comportament lleugerament oscil·latori, però constant en el temps a partir de les 400 iteracions. Això vol dir que tot i que no s'arribin a valors de convergència inferiors a 10^{-5} , els residus obtinguts donaran uns resultats molt semblants amb un

marge de variació limitat. Si considerem que totes les variables tenen uns residus per sota 10^{-2} , es pot concloure que aquests residus donaran valors resultants viables per a l'estudi. En aquest cas, encara que s'analitzés el resultat per 3000 iteracions com s'ha fet en el anterior apartat, els resultats serien pràcticament idèntics, ja que els residus ja estan estabilitzats.

El cabal màssic resultant per aquest mètode resolutiu s'observa a la figura 172.

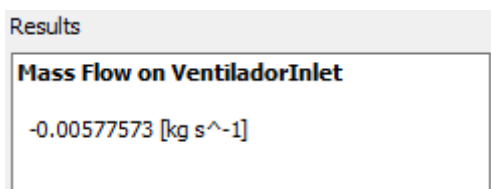


Figura 172. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

El valor resultant tal i com es veu a la figura anterior es de 0,005776 kg/s. Si el comparem amb els resultats dels cabals dels anteriors apartats, es pot veure que és superior al cabal obtingut pel mètode SIMPLE de 1er ordre (0,005288 kg/s), però inferior al del mateix mètode per una discretització de 2n ordre (0,006404 kg/s). Per tant, s'apropa més al valor teòric calculat que el SIMPLE de primer ordre, però és força menys precís que el SIMPLE de segon ordre.

D'igual manera que s'ha fet anteriorment, es calcularà a l'equació 8.12 el valor relatiu d'aquest resultat, per saber exactament en comparació als altres models, quin percentatge es inferior al valor de referència.

$$Error\ relatiu = \frac{0,005776 - 0,007351}{0,007351} * 100 = -21,43\% \quad (8.12)$$

L'error relatiu d'aquest mètode serà 21,43% inferior al valor de referència calculat. Si es compara aquest error amb els dos mètodes de SIMPLE de 1er y 2n ordre, que eren respectivament 25,55% i 12,88%, s'observa de forma encara més evident la diferencia de precisió de 8,55% entre el model estudiat en aquest apartat i el SIMPLE de 2n ordre, que es fins ara el que té un error relatiu menor. Per tant, el model de 2n ordre SIMPLE, segueix essent el més pròxim al valor de referència.

8.5.2.2.2 Upwind de segon ordre

El mètode Coupled de segon ordre suposarà un refinament respecte les equacions discretitzades en 1er ordre al anterior apartat. La configuració d'aquest model en funció de les variables primàries i secundàries esta representat a la figura 173 i 174 respectivament.

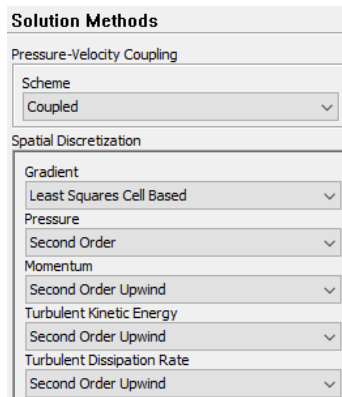


Figura 173. Configuració del mètode de solució Coupled de 2n ordre.

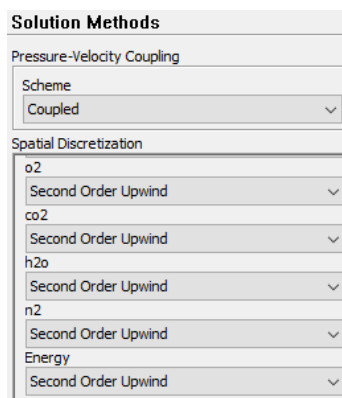


Figura 174. Configuració del mètode de solució Coupled de 2n ordre pels valors secundaris.

El resultat iteratiu obtingut d'aquesta nova discretització es el mostrat a la figura 175.

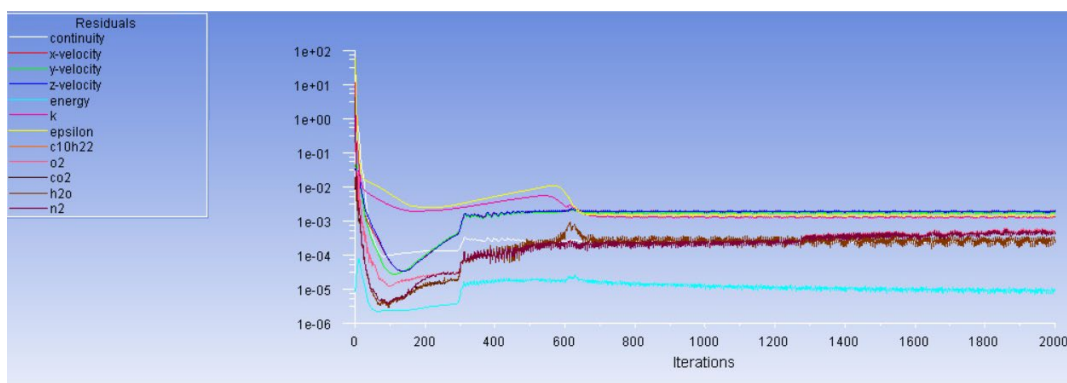


Figura 175. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Tal i com es pot veure, al igual que per la discretització de primer ordre, els valors dels residus segueixen un comportament mínimament oscil·latori però constant, en aquest cas, per valors inferiors als 10^{-3} . Si bé de nou no arriba a la convergència de 10^{-5} estipulada, els valors resultants del cabal són igualment vàlids. Aquest ha sigut fins ara el model que més temps ha trigat en arribar a les 2000 iteracions estipulades inicialment en el apartat. Això es degut òbviament a que el Coupled de segon ordre suposa la configuració de resolució més complexa realitzada fins ara en aquest projecte.

Al igual que passava amb les equacions de segon ordre pel model SIMPLE, troba errors recorrents al iniciar procés de càlcul, pel que s'ha hagut de canviar la inicialització pel mètode discret de primer ordre, modificant de nou els paràmetres a segon ordre després de les primeres 10 primeres iteracions.

El resultat del cabal màssic per a la secció posterior al ventilador d'entrada al tub d'aire esta adjuntada a la figura 176.

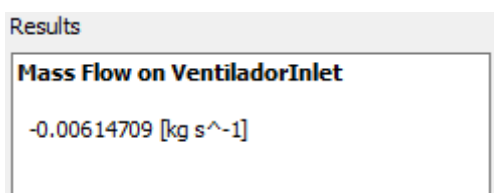


Figura 176. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

El valor exposat a la figura anterior és el d'un cabal màssic de 0,006147 kg/s. Per tant, suposa el segon valor més pròxim al valor de referència obtingut fins ara, després del model SIMPLE de segon ordre. Això es pot deure a que el model Coupled no s'adapta correctament al model estudiat, fet que pot tenir diverses explicacions, com la forma de la geometria o el fet de que l'estudi es realitzi en estat estacionari i no transitori.

Per tal de veure percentualment quina diferencia hi ha respecte els dos cabals, es calcula l'equació 8.13 exposada a continuació.

$$Error\ relatiu = \frac{0,006147 - 0,007351}{0,007351} * 100 = -16,38\% \quad (8.13)$$

L'error relatiu d'aquest cabal màssic es 16,38% inferior al valor de referència calculat. Tot i que pot semblar un error elevat comparat amb l'error de 12,88% del SIMPLE de segon ordre, s'ha de tenir present que s'ha partit d'un error inicial al primer mètode del 25,55%, suposant una reducció del error relatiu del 9,17%.

En aquest tipus de models, on intervenen molts factors com els de les espècies o l'energia, la taxa d'error relatiu que s'obté augmenta molt en comparació amb models amb una major simplicitat de càlcul, això suposa també que obtenir valors propers a la realitat es dificulti. Les causes que originen aquest error són molt diverses, des de consideracions errònies per part del programari de les condicions de contorn fins taxes de relaxació massa elevades que no permeten un anàlisi realista de certes parts de la geometria. Per tant, l'experiència en l'ús d'aquest tipus de programari és clau per saber identificar possibles falles, reduint aquest valor de l'error.

Finalment, per tal de demostrar que el procés iteratiu no sofrirà gaires diferències si es realitzen més iteracions, es farà una prova amb 4000. El resultat dels residus s'exposa a la figura 177.

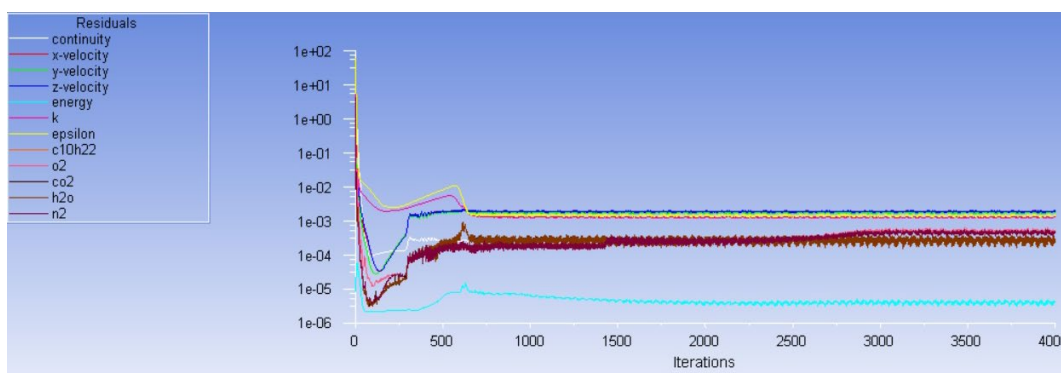


Figura 177. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Tal i com es veu, per moltes iteracions que es realitzin, els valors dels residus segueixen sent constants durant el temps amb petites variacions, sense arribar a convergir per valors inferiors a 10^{-5} . Es veu clarament com es a partir de les 2000 iteracions com l'últim valor dels residus, en aquest cas l'energia, s'acaba finalment estabilitzant. Això suposa que els valors resultats dels cabals seran pròxims, tal i com es veu a la figura 178.

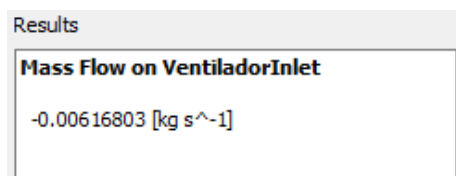


Figura 178. Resultat del cabal màssic a la sortida del ventilador inicial.

Tal i com passava amb el SIMPLE de 2n ordre entre les proves de 3000 i 5000 iteracions on no hi havia una gran variació dels residus, el valor obtingut del cabal no té una diferència molt elevada tot i suposar 2000 iteracions més i un temps de càlcul molt superior (un dels més elevats fins ara).

8.6 Anàlisi dels valors del model validat de referència

De la mateixa manera que s'ha pogut reduir l'error relatiu a base de provar diferents mètodes resolutius, existeixen infinitats de paràmetres editables, com per exemple, els controls de resolució (*Solution Controls*), en els quals no s'ha volgut aprofundir ja que el projecte estudiat es un model estacionari i l'afectació es limitada. Aquest tipus de programari CFD disposa de multitud d'eines per a que usuaris avançats puguin editar fins a extrems molt extensos, incloent UDFs (User Defined Function), les quals permeten especificar equacions concretes del projecte estudiat.

El model finalment seleccionat per a realitzar les proves al capítol 9 correspon al mètode SIMPLE o segregat amb una discretització de segon ordre per 3000 iteracions, el qual obté un cabal de 0,006404 kg/s amb un error relatiu de 12,88% respecte el valor teòric de 0,007351 kg/s. Tot i que s'han fet proves per aquest mateix model amb més iteracions que han disminuït lleugerament l'error en 0,19%, aquest percentatge de millora es ínfim en comparació al augment del temps de càlcul associat.

El model seleccionat anteriorment descrit per 3000 iteracions suposa un temps de càlcul aproximat de 32 h, en comparació a les 20 h del mateix model per 2000. Si es compara amb altres models per 2000 iteracions, el SIMPLE de primer ordre calcula durant 15 h, mentre que el Coupled de primer i segon ordre triga 25 i 35 h respectivament. Aquest temps de càlcul és molt important, ja que determinarà el número de proves que es podran realitzar en el pròxim capítol, sabent que el temps per a la realització del projecte es limitat.

Per tal de finalitzar aquest capítol és mostraran els resultats per totes les variables d'aquest model que passarà a ser de referència. No s'observaran canvis molt significatius a excepció de cabals i concentracions, que degut als reduïts valors amb els que treballen, faciliten una variació significativa dels resultats en cas de no ser estabilitzats o arribar a convergències inferiors al 10^{-5} .

Tot i que no s'ha inclòs en les altres fases ni possiblement es realitzi en les posteriors del capítol 9, també es realitzarà un estudi de forma excepcional de la viscositat present al sistema per aquest model de referència.

8.6.1 Concentracions al sistema

Un cop s'ha validat al llarg d'aquest capítol el model que s'utilitzarà al projecte, s'obtenen les concentracions al *outlet* del sistema. A la figura 187 i 188 es mostren les concentracions del aire i les principals espècies respectivament a la sortida del tub, just abans d'entrar en contacte amb el sensor que analitzarà les partícules.

Results
Area Average of Mass Fraction Of Air on Outlet
0.900229

Figura 179. Concentració de l'aire del model final.

Results
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet
0.00708374
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet
0.0750278
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet
0.01496565
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet
0.002594046

Figura 180. Concentració de les principals espècies del model final.

A diferència de la quarta fase, i gràcies al refinament de les discretitzacions de 2n ordre, s'obtenen uns valors de concentracions d'aire més raonables, on la presència majoritària d'aquesta es espècie es predominant, tal i com s'havia insinuat en apartats anteriors. El nitrogen també s'ha reduït considerablement, suposant la segona quantitat més elevada de concentració després del aire, però amb un percentatge molt inferior. Altres espècies com el CO₂ tenen especial interès per la contaminació produïda, tot i representar relativament un volum petit de la barreja.

Les concentracions presents al sistema, especialment a la sortida del sistema, són importants ja que permetran observar la quantitat de partícules de diferents espècies que s'envien a analitzar al sensor de partícules situat amb posterioritat al *outlet* del sistema. Amb aquests valors i la modificació de paràmetres claus com l'obertura de l'orifici o les velocitats dels ventiladors, es podrà regular la concentració de les espècies que arriben al sensor, tal i com es veurà al següent capítol.

8.6.2 Pressió al sistema

Al igual que la quarta fase, el punt més interessant de l'estudi referent a la pressió es la depressió causada pel venturi. La singularitat de la quarta fase respecte anteriors estudis, es que la depressió causada abasta una superfície més amplia, tal i com es pot veure a la figura 183.

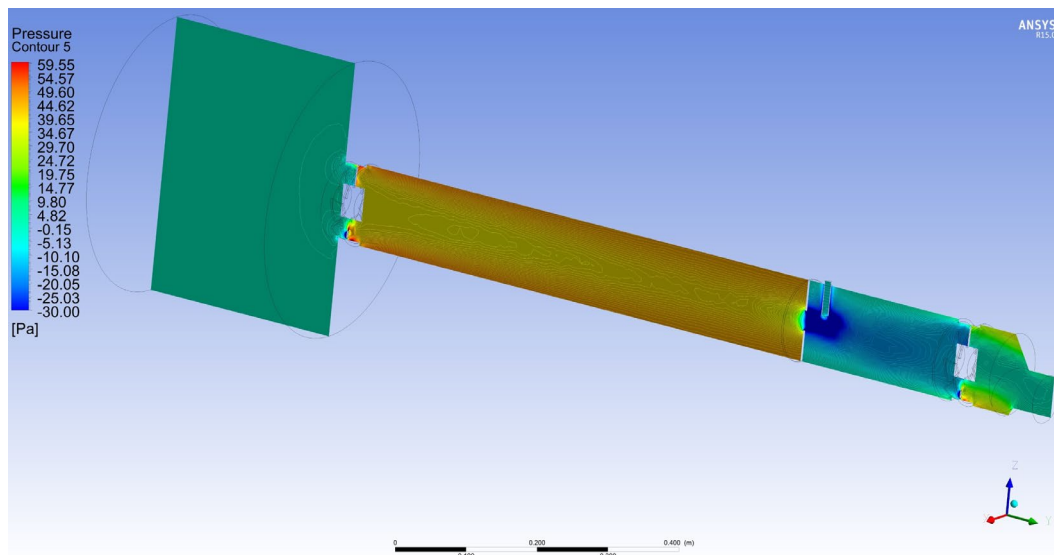


Figura 181. Pressions ajustades respecte el contorn del pla YZ del sistema.

Aquesta regió de depressió generada pel venturi no es únicament molt més extensa que la de la quarta fase, sinó que arriba a rodejar per complet l'entrada del gas dièsel al sistema. Aquest fet es de vital importància per l'estudi del treball, ja assegura que la totalitat del gas dièsel introduït a l'interior del tub, ho farà dintre de la zona de depressió creada pel venturi. Aquest era un dels primers objectius plantejats al iniciar aquest projecte, per tal de poder regular a través de l'orifici del venturi la depressió causada, assegurant ara que aquesta depressió afectarà a la totalitat del gas entrant.

Per veure en detall de forma més quantitativa els resultats de les pressions, la figura 184 representa la grafica de les pressions al llarg del eix Y.

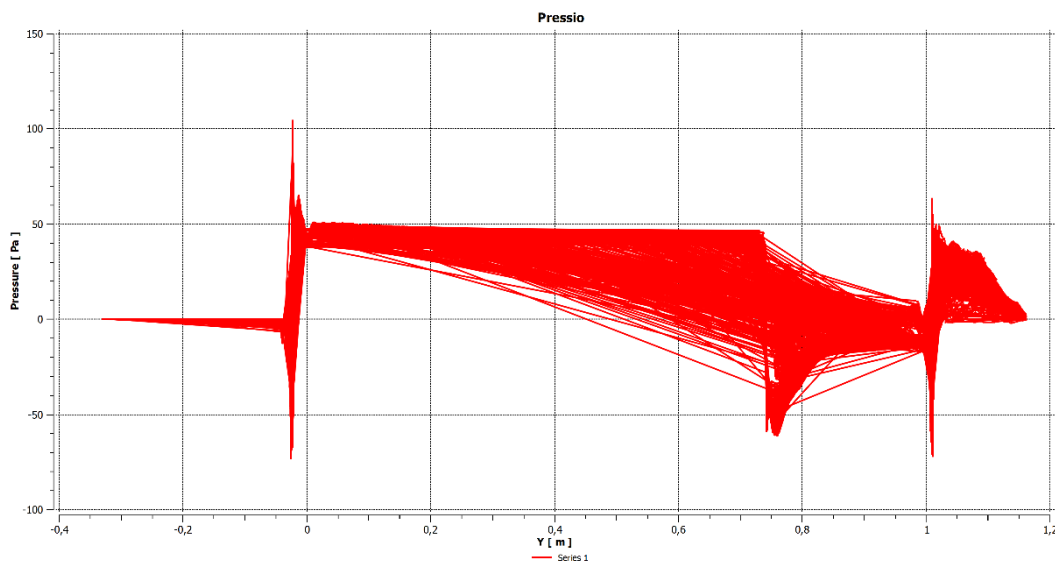


Figura 182. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

Tal i com es veu a la gràfica, els valors màxims de les pressions tan màximes com mínimes no coincideixen amb els de la figura de pressions anterior. Això es degut a que a l'anàlisi quantitatiu realitzat anteriorment, s'ha hagut de reduir els màxims i mínims de la llegenda per tal de no distorsionar per complet l'estudi qualitatiu de distribucions de les pressions al llarg de la geometria, facilitant així la visualització de la variació de pressions. Per tal de exemplificar aquest raonament, cal observar la figura 185, que mostra quin es l'aspecte de la distribució de pressions sense estipular els seus màxims i mínims.

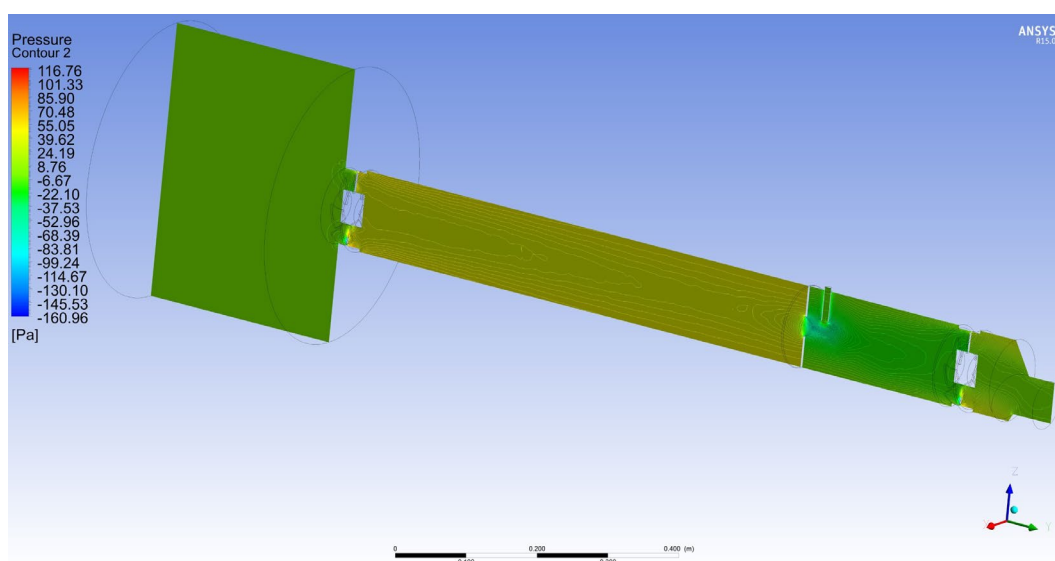


Figura 183. Pressions per defecte respecte el contorn del pla YZ del sistema.

Tal i com es pot veure, la distribució de pressions es pràcticament uniforme en moltes parts degut a la distorsió causada per valors màxims i mínims puntuals molt allunyats de la mitja. Això es degut, tal i com es pot veure a la figura 183, per les excessives pressions als extrems dels ventiladors, que arriben a pressions i depressions màximes de més 100 Pa i -100 Pa respectivament.

Centrant-nos en el punt de l'orifici del venturi i la barreja, es pot observar a la gràfica 182 com el valor de pressions constant abans d'aquest orifici es de 47,5 Pa, havent-se reduït la pressió respecte els 50 Pa al ventilador a l'entrada del tub, fet que corrobora la constància de les pressions al llarg del tub d'aquest model. Especialment si es compara amb la gràfica de la quarta fase (figura 154) on la reducció de la pressió al llarg del tub es més molt més significativa, reduint la pressió inicial al ventilador de 49,5 Pa fins als 40 Pa al punt previ a l'orifici. El fet de que aquest model, al igual que passava amb les velocitats, mantingui una pressió constant al llarg del tub, permetrà que l'efecte de la variació de la velocitat que es realitzarà amb posterioritat, afecti de forma molt més significativa al punt previ a l'orifici del venturi. Les pressions posteriors a aquest orifici, es a dir, a la zona de afectada pel venturi on es produeix la barreja, tenen una depressió de -60 Pa. Per posar en context aquest valor es pot comparar amb la depressió de la quarta fase, que es de -35 Pa. Això suposa que amb aquest model es genera una depressió de -25 Pa més, tot i partir d'una pressió prèvia al venturi de més de 7,5 Pa, fent la reducció total de la pressió causada pel venturi en aquesta fase final de més de 107,5 Pa, a diferencia dels 75 Pa de la quarta fase.

Per tant, aquesta millora de l'anàlisi de les pressions, tot i ser difícil de visualitzar en l'anàlisi qualitatiu, suposa una diferencia substancial en el resultat de les pressions, element clau per la regulació del cabal i per tant concentracions que entren al sistema a través del gas dièsel.

8.6.3 Velocitat al sistema

La velocitat del fluid, tant de l'aire com del aire i gas dièsel després de la barreja es veu representat a la figura 181.

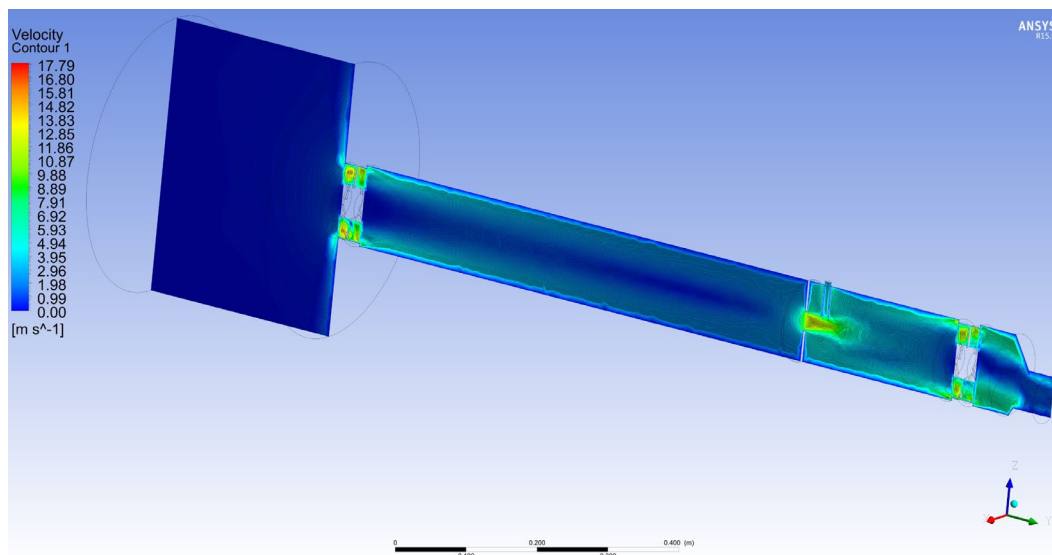


Figura 184. Velocitat representada al pla YZ del sistema.

Observant aquesta figura, es confirma, aquesta vegada quantitativament i no únicament qualitativament, d'aquest augment de la velocitat a l'entrada del gas. A l'entrada del gas, coincidint amb el venturi del sistema, la velocitat màxima per aquest model es d'aproximadament 13 m/s. Si observem aquest mateix punt a la quarta fase, aquesta velocitat es veu reduïda fins als 11 m/s, especialment la zona pròxima al tub d'entrada del gas. Aquest increment en la velocitat es degut principalment a que la velocitat d'entrada del gas, especialment a l'hora d'analitzar el moment de la mescla, es superior.

S'observa com la disminució de la velocitat de l'aire conforme s'allunya del ventilador a l'entrada, no es tan elevada com a la quarta fase, si ve segueix present. També cal destacar com aquesta disminució és duu a terme d'una forma molt més progressiva que en etapes anteriors. Aquesta problemàtica ja s'havia plantejat a l'apartat 8.4.3.2, i tal i com es pressuposava la modificació del ordre de discretització a 2n ordre ha ajudat significativament a obtenir uns comportaments de les velocitats més realistes.

Per veure encara més en detall la velocitat, al igual que s'ha fet en anteriors apartats, s'estudia l'evolució de la velocitat al llarg de l'eix Y del sistema, direcció que segueix l'aire, i posteriorment el gas un cop barrejat, tal i com es veu a la figura 182.

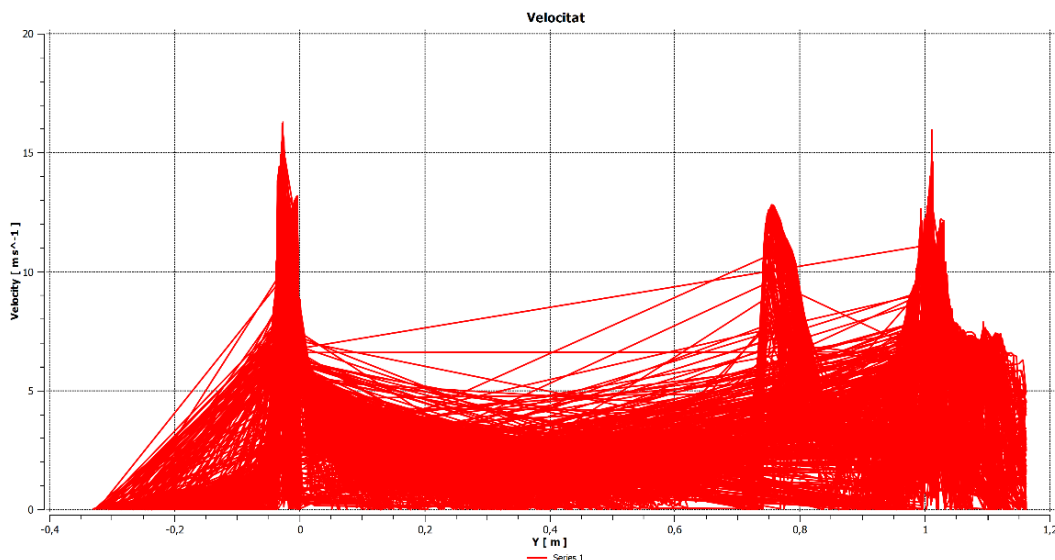


Figura 185. Gràfica de la velocitat en funció de la distància de l'eix Y del sistema.

Tal i com ja s'ha indicat anteriorment, la gràfica de velocitat corrobora que el màxim valor obtingut a l'entrada del gas es de 13 m/s, en comparació als 11 m/s de la quarta fase. Destacar que altres punts d'interès com es la velocitat màxima de la sortida del ventilador a l'entrada també augmenta lleugerament la seva velocitat fins als 16 m/s, a diferència dels 14 m/s de la quarta fase. La raó per la qual aquests valors no coincideixen amb els 17,79 m/s de velocitat màxima de la figura 183, es per que aquest valor s'ha mesurat en la zona central de l'eix Y, al llarg de tot el sistema, i no als seus extrems, que es on es concentra aquesta màxima velocitat en cas dels ventiladors, degut a la reduïda distància entre els àleps i el diàmetre interior del propi ventilador. La velocitat del ventilador de sortida, al igual que passava a les fases 3 i 4 segueix constant en 16 m/s.

El comportament dels altres valors de velocitats així com la seva distribució al llarg de l'eix Y sofreix petites variacions, especialment en la barreja. Això no fa més que corroborar el que ja s'ha plantejat amb anterioritat, de que existeix una millora substancial en l'anàlisi amb discretitzacions de 2n ordre.

La figura 179 mostra el recorregut que seguirà l'aire i la posterior barreja de dièsel i aire al llarg del sistema.

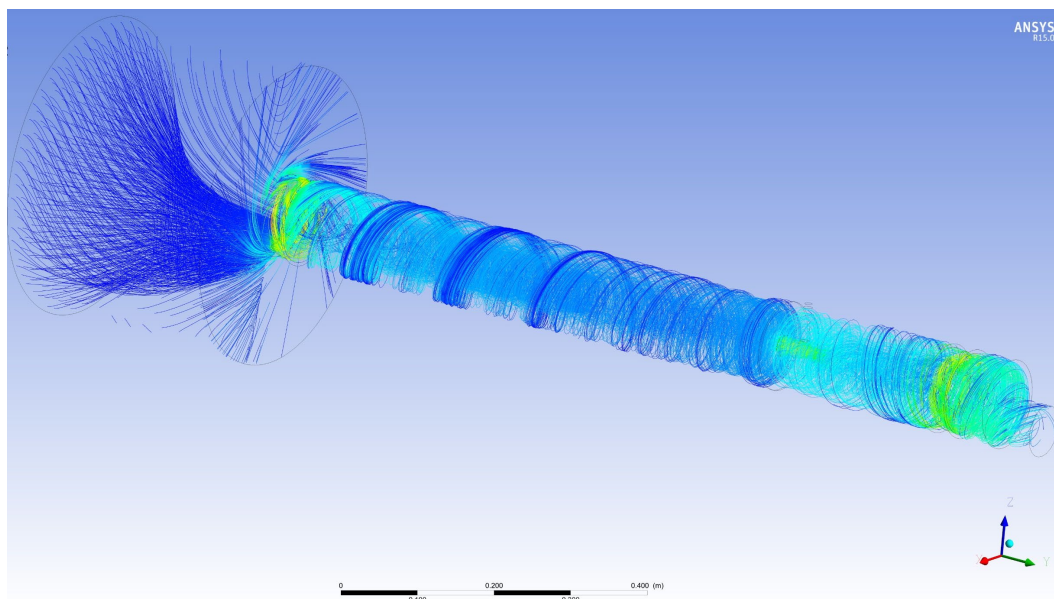


Figura 186. Flux de la velocitat del aire al sistema.

Tal i com s'observa a la figura, existeix una variació clara a la simulació de l'espai ambient abans de l'entrada al tub d'aire i al punt on es produeix la barreja del aire i el dièsel. Aquestes variacions es produeixen degut al canvi de discretitzar les equacions en 2n ordre i no en 1er, tot i que el model resolutiu SIMPLE sigui el mateix. Això exemplifica qualitativament fins a quin punt el fet de refinar el mètode resolutiu pot impactar a l'hora d'analitzar el recorregut, resultat o anàlisi computacional del model estudiat. A part del moviment del fluid, també s'aprecia com la velocitat adjunta que porten les traces del flux són diferents al model basat en l'*upwind* de primer ordre de la quarta fase.

Si s'observen els vectors associats als fluxos de les velocitats anteriorment descrites, tal i com es veu a la figura 180, es poden extreure diverses conclusions.

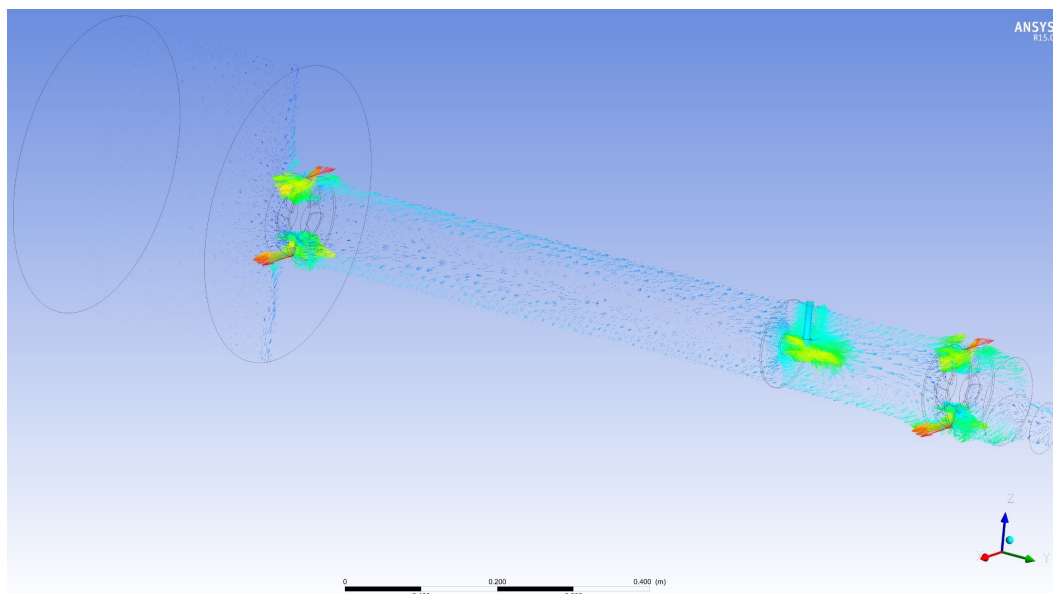


Figura 187. Vectors de la velocitat del aire al sistema.

Aquests vectors permeten observar densitat de concentracions de velocitats en determinats punts com pot ser l'espai entre les aspes i el diàmetre interior del ventilador on es produeixen les velocitats màximes o la sortida a una velocitat elevada del aire a través de l'orifici que origina el venturi. El fet de que la velocitat a l'entrada del gas sigui molt pròxima a la que porta ja el propi aire, facilitarà enormement la mescla miscible entre els dos gasos. Si la velocitat del gas d'entrada es molt reduïda en comparació a la que porta el aire un cop s'ha produït el venturi, fa que bloquegi l'entrada del gas al sistema.

Es per això que la regulació de pressions i velocitats, les quals són interdependents en aquest cas, a través de la modificació dels orificis o la variació de la velocitats dels ventiladors, seran elements claus per poder modificar i arribar a controlar l'entrada del gas al sistema, permetent una regulació artificial de la presència de gas al sistema, en funció de les necessitats específiques del sensor de partícules que es col·locarà posterior a aquest sistema. D'aquest tema es parlarà amb més detall al capítol 9.

8.6.4 Cabal màssic al sistema

El cabal màssic, factor clau en la determinació del algoritme resolutiu empleat, es veurà representat a la figura 186. A diferència del apartat 8.5 on únicament ens interessava estudiar el ventilador a l'entrada per tal de comparar-ho amb els resultats teòrics calculats, en aquest cas es mostren els cabals per les diferents seccions estipulades ja en les anteriors fases.

Results	
Mass Flow on VentiladorInlet	
-0.00640367 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on PreVenturi	
-0.00632811 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on gasinlet	
0.000172469 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on PostGas	
-0.00650037 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on VentiladorOutlet	
-0.00645408 [kg s ⁻¹]	
Mass Flow on Outlet	
-0.00647561 [kg s ⁻¹]	

Figura 188. Cabal màssic de les seccions ZX estudiades.

Si es comparen els cabals obtinguts en aquesta fase amb els de la quarta fase, es veu com hi ha una progressió ascendent de l'ordre de 10^{-4} . Aquest augment pot suposar un apropament a un valor més realista, ja que s'han anat introduint capes de complexitat conforme s'avançava de fase, així com la tria d'un model resolutiu el més pròxim al valor teòric calculat a partir del model simplificat exposat al capítol 3 del projecte.

La suma dels dos cabals de la barreja que s'havia comprovat al principi d'aquest capítol a l'apartat 8.1.3.4, i que s'ha anat corroborant al llarg de les posteriors fases, dona com a resultat molt proper el cabal de sortida del sistema. No es repeteix la formulació per tal de no caure en càlculs redundants.

8.6.5 Temperatura a la injecció

L'afectació principal de la temperatura està focalitzada a l'entrada del gas dièsel, el qual prové del tub d'escapament, que expulsa aquest gas a una determinada temperatura, variant molt, segons el model de vehicle. La figura 189 mostra aquesta distribució de temperatures de la injecció del gas dièsel al tub d'aire per un model per defecte i un valor aproximat de 500 °C.

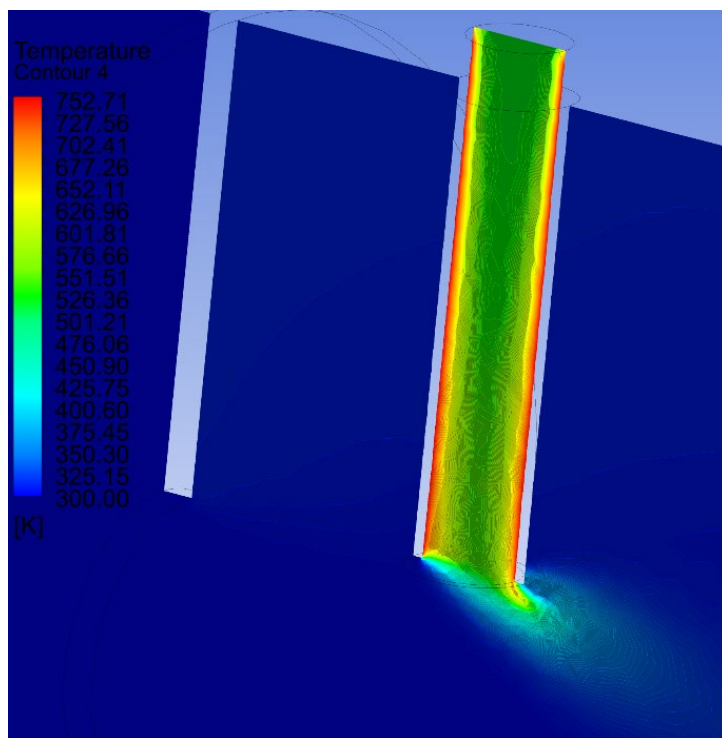


Figura 189. Temperatura a l'entrada del gas dièsel.

Aquest model representa la totalitat del injector amb les unitats Kelvin per defecte. El valor exacte fixat a l'entrada del gas dièsel és de 481,85 °C o 755 K, valor mitja de la de temperatura dels gasos d'escapament a partir de diferents vehicles.

S'ha suposat únicament la temperatura a l'interior de la paret del tubet per on entra el gas dièsel al sistema i a la pròpia secció d'entrada del gas, motiu pel qual la temperatura s'ha pogut veure afectada, tal i com s'ha plantejat a la quarta fase. El per que no s'ha realitzat ve motivat principalment per una eficiència de càlcul a l'hora de considerar la paret exterior del tubet i el tub d'aire com una unica interfície interna del sistema. Això també evita que la paret exterior distorsioni la temperatura del tubet per on surt el gas, permetent observar nítidament el seu grau de dispersió a la temperatura ambient (26,86 °C o 300 K) just després de la injecció.

Si es vol analitzar amb més detall per tal de comparar-ho amb la temperatura de la quarta fase, s'ha de focalitzar l'estudi a la sortida del tubet en graus celsius, tal i com es veu a la figura 190.

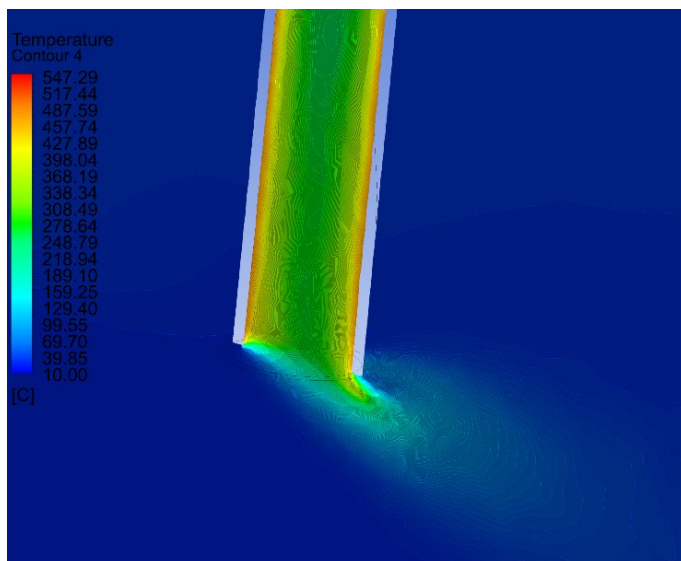


Figura 190. Temperatura al difusor del gas dièsel del sistema.

El primer que s'observa és un lleuger increment de la temperatura màxima més allà dels 500 °C estipulats, a diferència del que passava a la quarta fase. Si s'analitza qualitativament, es veu que tot i haver un augment important de la temperatura, la difusió a l'interior del tub un cop es produeix la dilució del gas dièsel a l'aire és pràcticament idèntica. Això prova el que s'havia presuposat de que l'afectació de la temperatura, tot i variar paràmetres resolutius importants, no es veu modificada, degut principalment a que la dispersió és ràpidament diluïda per la temperatura ambient del aire que circula a l'interior del tub, afectant de forma molt limitada la temperatura en la pròpia barreja o a la sortida del sistema.

Per tal de treballar amb més fiabilitat amb la temperatura, s'hauria d'haver disposat d'un motor experimental, així com dels valors tèrmics associats al material utilitzat per la fabricació del tubet que injecta el gas dièsel. No disposar de dades claus en aquest aspecte, ha restringit molt la capacitat d'anàlisi d'aquesta variable.

8.6.6 Viscositat al sistema

S'ha introduït una nova variable a l'anàlisi. La *Eddy Viscosity*, de forma molt resumida, es un coeficient que relaciona la mitjana de l'estrès tensor (Reynolds) dintre d'un fluid turbulent pel gradient mitjà de la velocitat. Aquest és present en gran mesura allà on es produeixen vòrtex o, com el cas estudiat, barreges. Amb ell es podrà veure com d'eficax és la barreja segons l'índex d'incidència de la viscositat *eddy*. Servirà més de forma qualitativa, per veure on es produeix la barreja i la incidència present en ella.

A la figura 191 es pot observar la viscositat present a la totalitat del sistema.

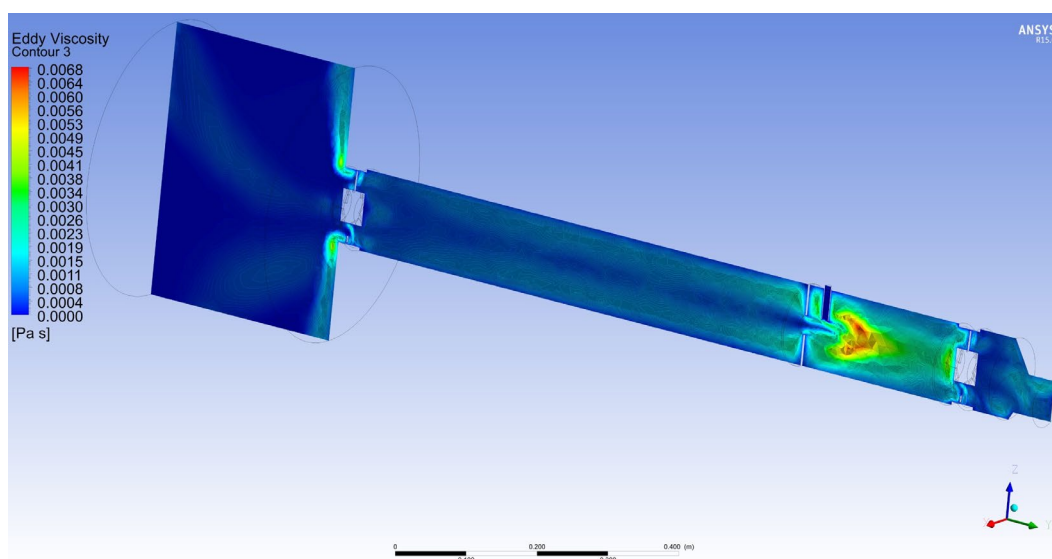


Figura 191. Viscositat Eddy present al sistema.

Tal i com es pressuposava, just després de l'entrada del gas dièsel, es produeix la barreja miscible dels dos fluids, la qual esta representada amb valors anormalment alts de viscositat *Eddy* en aquella regió especifica de la geometria. També hi ha valors destacables no tan elevats en altres punts com pot ser les cantonades just a l'entrada del aire als ventiladors, fet provocat per la creació dels vòrtex del fluid al impactar amb aquestes parets. Aclarir que els valors segueixen sent molt reduïts, del ordre de 10^{-3} , pel que el marge d'error encara es força elevat. Per tant, l'anàlisi que es fa d'aquest model es estrictament qualitatiu, per tal d'identificar zones d'interès, allà on es produeixen tensions elevades amb comparació a la mitjana del model.

9 RESULTATS

Un cop aconseguit un model que exemplifica i s'aproxima al model real del sistema, es pot procedir en aquest apartat a estudiar diferents proves modificant variables com són el diàmetre de l'orifici que origina l'efecte venturi, així com la velocitat a la que es fa circular l'aire a través dels ventiladors. Aquests dos estudis tenen com a objectiu facilitar la barreja de l'aire i el gas dièsel produïda a la dilució, pel que les concentracions resultants del model d'espècies seran determinants per tal de comparar les diferents proves estudiades.

9.1 Variació de l'orifici que genera l'efecte venturi

La variació de l'orifici que generarà l'efecte venturi afecta directament a la velocitat i depressions creades a l'entrada del gas dièsel on es produeix la barreja. Per tant, modificar aquesta obertura controla i regula de forma directa la quantitat de gas dièsel que entrarà al sistema. Les partícules en suspensió presents en el gas dièsel seran proporcionals a la quantitat de gas que s'ha permès entrar, adaptant la mesura posterior que realitzarà el sensor de partícules, facilitant en gran mesura la detecció i anàlisi d'aquestes.

L'orifici original amb el que s'han realitzat totes les proves va estar estipulat a l'apartat 4.2.2 amb un valor de 28,5 mm. Per tant, aquest valor del diàmetre d'orifici és el de referència, respecte el qual es variarà tant per valors superiors com inferiors, per tal de veure l'afectació als cabals i concentracions resultants al *outlet* del sistema, just el punt previ a la presència del sensor de partícules que mesurarà les quantitats de partícules en suspensió de la dilució del gas dièsel a l'aire circulant.

Degut al temps limitat per a realitzar el projecte, s'ha escollit realitzar sis proves amb sis orificis diferents, per tal de veure l'afectació que té la seva variació. Els valors d'aquests diàmetres seran de 5, 10, 20, 30, 40 i 50 mm. Tres diàmetres inferiors als 28,5 mm de referència, i tres de superiors. No s'ha optat per valors superiors a 80 mm ja que el propi diàmetre del tub ja es de 119 mm, fet que suposa que l'orifici no tingui casi afectació al flux d'aire circulant. La modificació al model experimental d'aquest diàmetre es realitza a través de les plantilles col·locades a la ranura del sistema prèvies a l'entrada del gas d'escapament, explicat durant el disseny al capítol 4.

També s'haurà de variar la profunditat del tubet d'entrada del gas per adaptar-la a la part superior de l'orifici un cop s'ha variat el seu diàmetre. És de vital importància aquesta modificació, ja que l'afectació directe de les parets del tubet a la sortida de l'orifici, podria originar una estela de von Karman. La presència d'aquesta propietat física al sistema suposaria una divergència pel model estacionari estudiat,

ja que necessitaria un estudi transitori per a poder ser resolt de forma adient. Aquesta modificació al model experimental és fàcil de realitzar ja que únicament suposa variar la profunditat d'entrada del tubet per on s'introdueix el gas al sistema.

Al observar els valors generals pels diferents resultats, especialment centrat en el punt on es produeix l'efecte venturi, es realitzarà una comparació dels diferents diàmetres de l'orifici en funció de la pressió mínima que assoleixen, per tal de saber identificar fàcilment quina mida d'orifici es necessita en funció de la depressió desitjada, la qual afectarà de forma directe en la quantitat de gas d'escapament que es permet entrar al sistema.

Per tal de focalitzar l'anàlisi, es centrarà l'estudi principalment en l'afectació de l'orifici a cinc variables bàsiques estudiades en aquest projecte, com són la pressió (o depressió en aquest), la velocitat, el cabal, les concentracions i la dilució. Les concentracions s'han realitzat per les principals espècies contingudes per defecte en el programari, però sense incloure altres espècies que tenen un menor contingut com poden ser les partícules en suspensió que ens interessa observar. Això es deu a que el programa únicament estipula per defecte les espècies amb un major contingut, per tal de agilitzar els càlculs degut a l'elevada taxa d'error per concentracions tan petites en models computacionals. Si es volgués incloure totes les espècies es podria realitzar una UDF específica, però això augmentaria enormement els temps de càlcul i podria distorsionar altres resultats. Les proporcions de concentracions es poden observar a l'apartat 2.2 d'aquest treball. Les espècies que no es computen serien principalment CO, NO_x, PM, HC, Aldehid i les pròpies partícules en suspensió, les quals la seva suma total tenen concentracions màssiques inferiors al 0,091%, ínfimes en comparació amb el percentatge de espècies principals de CO₂, N₂, O₂ i H₂O que conformen el 99,9% del fum dièsel.

Per tal de calcular aproximadament el contingut d'aquestes espècies secundaries es pot restar respecte les principals, obtenint una aproximació del percentatge de la presència d'aquests altres espècies a la sortida del sistema. Tot i que inclou altres components més allà de les partícules en suspensió, permet visualitzar la diferència de presència entre diferents diàmetres, on el posterior sensor si que les analitzarà en detall.

9.1.1 Orifici amb diàmetre de 5 mm

La figura 192 mostra els residus resultants del càlcul computacional per 3000 iteracions realitzada pel diàmetre de 5 mm.

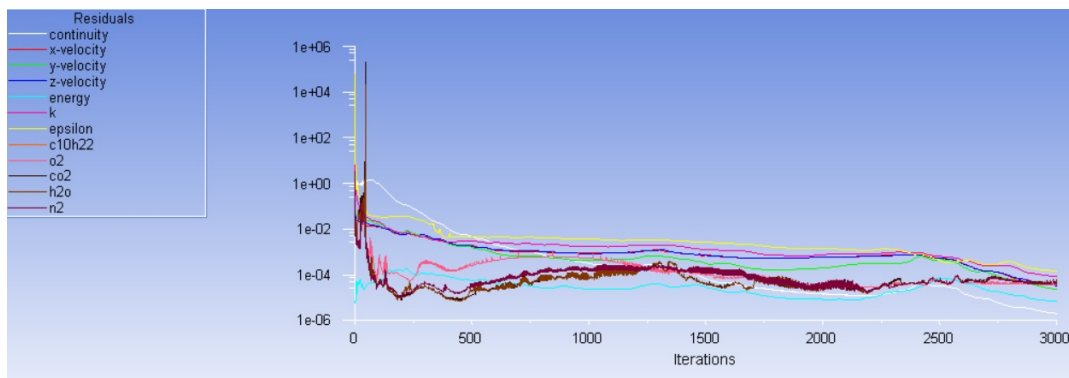


Figura 192. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

En ella es pot observar que els valors per residus superiors a 10^{-5} s'estabilitzen mentre que els inferiors a 10^{-5} no ho fan, tot i que aquests valors ja han superat el límit de convergència estipulat, pel que la seva afectació als valors resultants serà molt reduïda.

9.1.1.1 Concentracions a la sortida

Tot i que les concentracions normalment es mesuren en ppm (parts per milió), al obtenir els resultats del programari en fracció massica, s'utilitzaran aquests paràmetres en els resultats posteriors.

Les concentracions de l'aire a la sortida del sistema per un orifici de 5 mm estan representades a la figura 193. Es realitzarà per separat respecte els altres components principals de la barreja per tal de tenir una referència clara de com evoluciona la concentració d'aire al sistema.

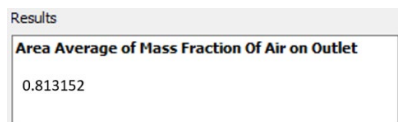


Figura 193. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Es pot observar com la concentració de l'aire és 0,8131, fet que significarà que la del dièsel serà la concentració restant, corresponent a 0,1868. La presència de l'aire és significativament més reduïda que la concentració al model de referència amb un diàmetre major, i per tant l'aire dièsel que entra al sistema es superior.

Si observem la figura 194 es veuen les altres espècies bàsiques que conformen el dièsel.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	
0.01327926	
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	
0.1405729	
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	
0.0280682	
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	
0.0049253	

Figura 194. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

Com ja s'ha dit, la proporció de la concentració de les partícules en suspensió no està present als resultats obtinguts als programari, degut a que únicament computa les principals espècies que conformen la barreja de l'aire i el gas dièsel, i no espècies amb concentracions del gas dièsel ja de per si molt reduïdes amb comparació, dintre de les quals es podria classificar les partícules en suspensió que interessa estudiar. Aquest conjunt d'espècies anomenades en aquest projecte residuals (no confondre amb els residus de la combustió del gas dièsel o amb els residuals del càlcul iteratiu), es poden calcular amb una resta simple de la concentració de les principals concentracions del gas dièsel a la sortida (CO_2 , N_2 , O_2 i H_2O) respecte la concentració de l'aire, tal i com es veu a l'equació 9.2. Aquesta concentració del gas dièsel a la sortida s'ha calculat prèviament a l'equació 9.1 gràcies a la concentració ja coneguda del aire.

$$\text{Concentració dièsel sortida} = 1 - 0,813152 = 0,186848 \quad (9.1)$$

$$\text{Conc. Espec. Residual} = 0,186848 - 0,01327926 - 0,1405729 - 0,0280682 - 0,0049253 \quad (9.2)$$

$$\text{Conc. Espec. Residual} = 0,0000018685 = 1,8685 * 10^{-6}$$

Aquesta concentració d'espècies residuals restants obtinguda suposarà un conglomerat de CO, NO_x, PM, HC, Aldehid, amb una proporció molt reduïda que dificulta enormement l'estudi purament computacional com el que es realitza en aquest treball. PM fa referència a *Particle Matter*, és a dir, partícules en suspensió. Però si que ens permet identificar la quantitat possible aproximada de partícules en suspensió presents en aquest conglomerat. A través de la taula 5, basada en dades del apartat 2.2 i readaptada en format tant per u per facilitar els càlculs, es pot aproximar el contingut present de partícules en suspensió a la sortida del sistema.

Monòxid de carboni (CO)	0,000043
Òxid de nitrogen (NO _x)	0,00034
Partícules en suspensió (PM)	0,00008
Hidrocarburs (HC)	0,00005
Aldehid	0,00001
Total	0,000523

Taula 5. Concentracions d'espècies residuals del fum dièsel.

Sabent les proporcions d'aquestes concentracions residuals del fum dièsel, es pot trobar que la proporció de les partícules en suspensió dintre d'aquest conglomerat, tal i com es veu a l'equació 9.3.

$$\text{Proporció partícules en suspensió respecte conglomerat} = \frac{0,00008 \cdot 100}{0,000523} = 15,3\% \quad (9.3)$$

Si pressuposem, tot i que no es plenament exacte ja que s'han produït efectes físics i químics que distorsionarien el resultat de la barreja, que les proporcions es mantenen a la sortida del sistema, es pot fàcilment obtenir a partir d'una simple regla de tres com la realitzada anteriorment, la proporció concreta del model de 5 mm estudiat, tal i com es veu a l'equació 9.4.

$$\text{Proporció partícules en suspensió diàmetre 5mm} = \frac{1,8685 \cdot 10^{-6} \cdot 15,3}{100} = 2,8581 \cdot 10^{-7} \quad (9.4)$$

Per tant, la proporció de partícules en suspensió presents a la sortida del sistema creat després de la barreja amb l'aire és del $2,8581 \cdot 10^{-7}$.

Aquest procediment es repetirà de nou al llarg dels altres diàmetres, tot i que, per no ser reiteratiu s'indicaran únicament els resultats d'aquestes operacions aplicades als nous valors de concentracions dels diferents diàmetres.

Es pot comparar aquest resultat amb els valors de concentracions pel model final de referència del capítol anterior, amb un diàmetre de 28,5 mm. Si s'apliquen les mateixes formules, s'obté una concentració d'espècies residuals de $9,9771 \cdot 10^{-7}$ i de partícules en suspensió de $1,5261 \cdot 10^{-7}$. Seguin aquesta tendència, els valors pròxims per diàmetres més elevats de 5 mm, haurien de ser decreixents.

9.1.1.2 Pressions a l'efecte venturi

Les pressions, o més aviat depressions, causades per l'orifici artificial creat al sistema tubular, té l'objectiu principal de regular el cabal màssic entrant del tubet connectat al tub d'escapament. Per tant, la relació entre les dues variables és força interdependent.

En capítols anteriors s'ha observat la figura en la seva totalitat. En aquest apartat concret és focalitzarà únicament en l'efecte venturi, veient principalment les depressions originades, comparades amb posterioritat amb els altres diàmetres realitzats.

L'anàlisi qualitatiu correspon a la figura 195. Per tal de poder observar la distribució de l'aire s'han limitat les pressions. Això és degut a que les pressions produïdes especialment al ventilador d'entrada són força més elevades que les produïdes per l'efecte venturi, ja que distorsiona la possible lectura superficial de l'afectació de l'orifici.

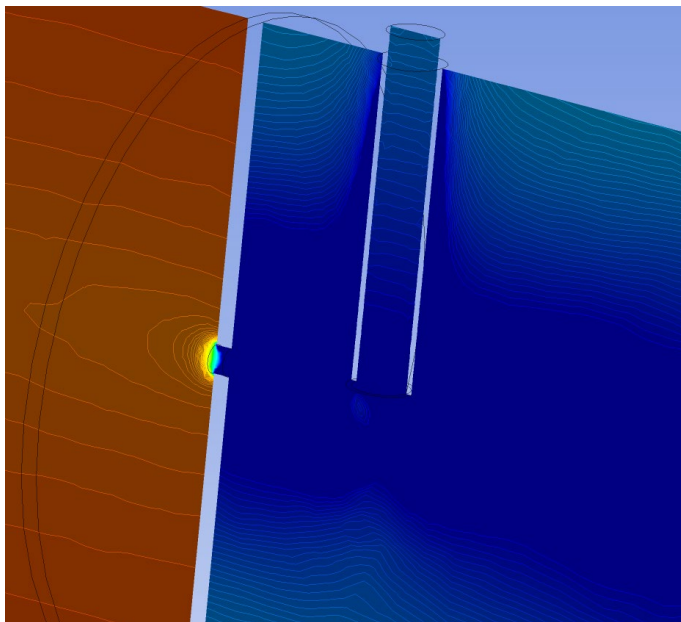


Figura 195. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

Tal i com es pot veure a la figura, existeix una depressió considerable a l'espai immediatament posterior a l'orifici, especialment focalitzat en la part central on està situat. És important veure l'àrea d'afectació

d'aquesta depressió, ja que permet visualitzar com afecten les depressions al punt on es produeix la injecció del gas dièsel. En aquest cas la depressió inclou la totalitat de la injecció, degut principalment a que es originada per un diàmetre molt reduït que genera una depressió molt elevada. Com més afecti aquesta depressió al punt d'injecció del gas, més quantitat d'aire es permetrà entrar a l'interior del sistema. Si veiem les concentracions de l'apartat anterior, comparats amb els del diàmetre de referència de 28,5 mm, efectivament observem com s'ha produït l'entrada d'una major concentració de gasos, i per tant, de partícules en suspensió.

No s'ha inclòs la llegenda en aquesta imatge, ja que s'ha vist que les diferències entre proves són tan elevades, que perd valor real els marges de comparació entre unes i altres figures. S'ha optat per a obtenir els valors tan gràficament com numèricament a través de les seccions prèvies i posteriors a l'orifici, les quals reflecteixen de millor forma els valors que es volen observar.

Per tal de veure quantitativament a que fa referència aquesta depressió, s'ha d'observar la figura 196, que representa la depressió originada pel diàmetre de 5mm a la distància d'aproximadament 0,75 metres respecte l'inici del tub, posició on esta situat l'orifici que genera el venturi.

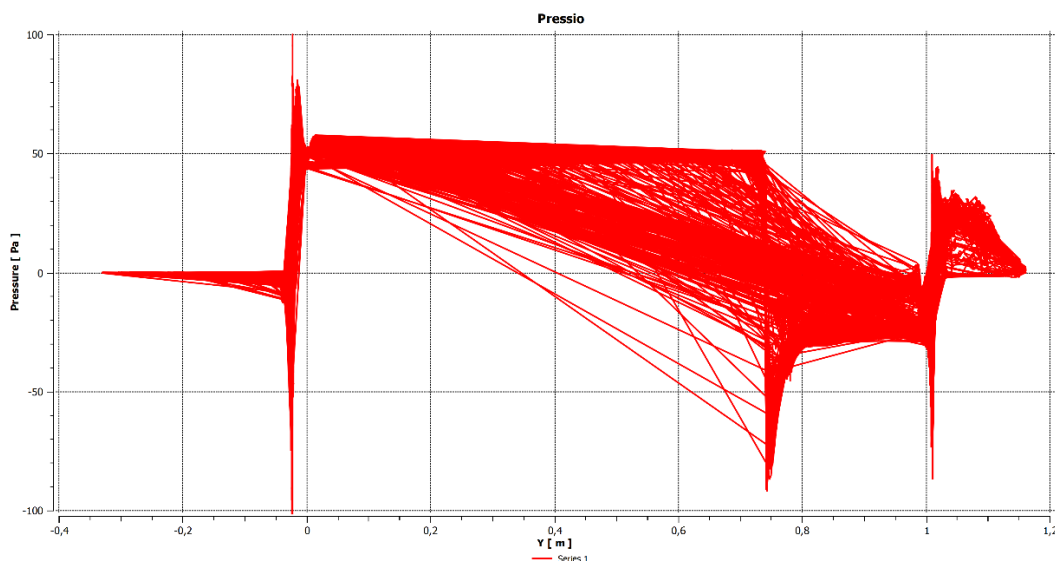


Figura 196. Gràfica de la pressió en funció de la distància de l'eix Y del sistema.

Aclarir primerament que s'ha focalitzat l'estudi entre -100 i 100 Pa, tallant una part dels resultats del pressions corresponents al ventilador d'entrada, primerament perquè estem focalitzant l'estudi al punt entre 0,7 i 0,8 m de l'eix Y on esta situat l'orifici, no en el ventilador. Secundàriament d'aquesta manera es pot homogeneïtzar totes les proves amb els mateixos eixos de referència per al diferents diàmetres, permeten apropar lo suficient el gràfic per veure més en detall el canvi brusc de pressions a l'orifici que origina l'efecte venturi. Destacar també la reducció gradual de la pressió en aproximadament 5 Pa des

de la sortida del ventilador situat a l'entrada fins a l'orifici on es produeix la contracció i posterior efecte venturi.

La gràfica permet identificar les pressions a la zona central del tub al llarg de tot el recorregut. Tal i com s'observa, hi ha un canvi molt brusc de pressions prèvies i posteriors a l'orifici que ha originat l'efecte venturi artificial creat. Per tal de veure numèricament aquests resultats gràfics, s'han creat dos perfils previs i posteriors a l'efecte venturi anomenats PreVenturi i PostVenturi respectivament, on es trobarà el valor màxim de pressions de l'aire previ a l'orifici que genera l'efecte venturi i el valor mínim de l'aire un cop ha sortit de l'orifici. Tot i que el nom utilitzat es Pre i Post Venturi, tècnicament fa referència a la posició prèvia i posterior a l'orifici que origina aquest efecte, però que es va reduir a l'hora d'estipular el seu nom per evitar noms de referència excessivament llargs. La gràfica 197 representa numèricament els resultats obtinguts dels paràmetres anteriorment descrits.

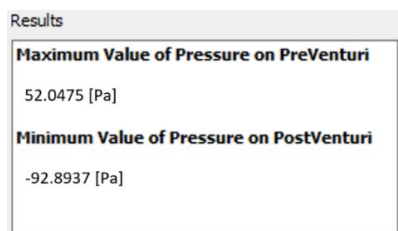


Figura 197. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors a l'efecte venturi.

En ella es pot veure l'afectació al efecte venturi, creant una depressió que va des dels 52 Pa previs a l'entrada de l'orifici, fins als -93 Pa just després de la sortida de l'orifici. La pressió prèvia a l'entrada de l'orifici és anormalment baixa pel diàmetre estudiat i comparat amb la ja realitzada al model validat de referència. Això pot ser originat per problemes de càlcul degut a la reduïda mida del diàmetre d'entrada de l'aire, que hagi pogut distorsionar fins a cert punt els moments previs a l'orifici. De totes maneres el resultat que afecta a la barreja com és el PostVenturi sembla obtenir unes depressions més convincents. La variació entre pressions és doncs d'aproximadament 145 Pa.

S'ha provat d'utilitzar altres mètodes per tal de representar quantitativament la pressió al llarg de l'efecte venturi, però el seu resultat variava de forma molt considerable en funció de la posició de referència estipulada, resultant complicat l'obtenció d'un resultat clarificador.

9.1.1.3 Velocitat a l'efecte venturi

Seguint l'estructura d'anàlisi de les pressions anteriorment realitzat, s'observa a la figura 198 la distribució qualitativa de la velocitat a la sortida de l'orifici.

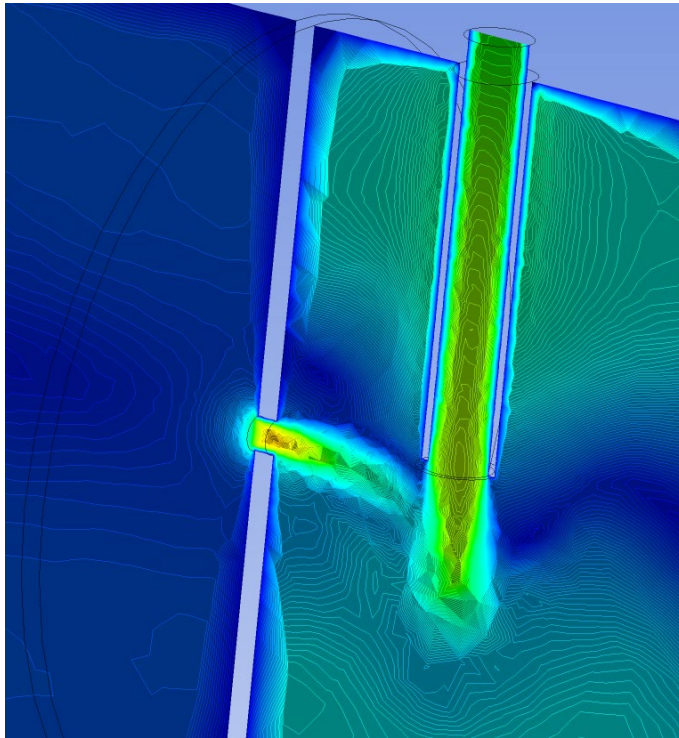


Figura 198. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Es veu clarament com hi ha un augment de velocitats a la sortida de l'orifici i a l'entrada del gas dièsel al sistema, essent el punt de màxima velocitat d'aquesta focalització just a la compressió de l'aire durant l'entrada d'aquest aire a l'orifici, previ al efecte venturi ocasionat amb posterioritat.

Existeix una altra forma de veure qualitativament la distribució de les velocitats lineals al llarg del tub a través de les direccions vectorials associades a aquestes, tal i com es pot veure a la figura 199.

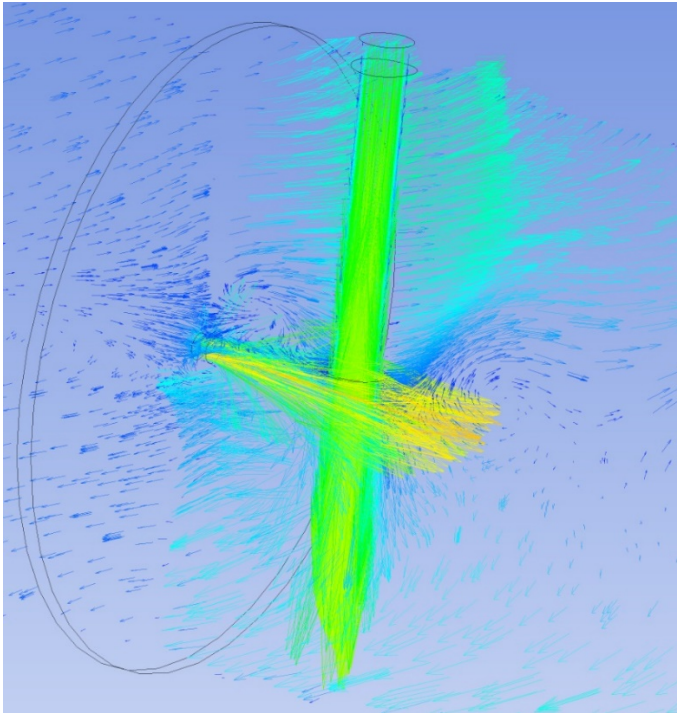


Figura 199. Vectors associats a la velocitat de l'aire i el gas dièsel.

A la figura s'observa com hi ha una concentració important de vectors de velocitat a la sortida del l'orifici i a la sortida del tub d'entrada del gas, punt on es produirà la mescla dels dos gasos.

Per tal de veure el resultat qualitatiu s'observa la figura 200 que representa les velocitats al llarg del tub.

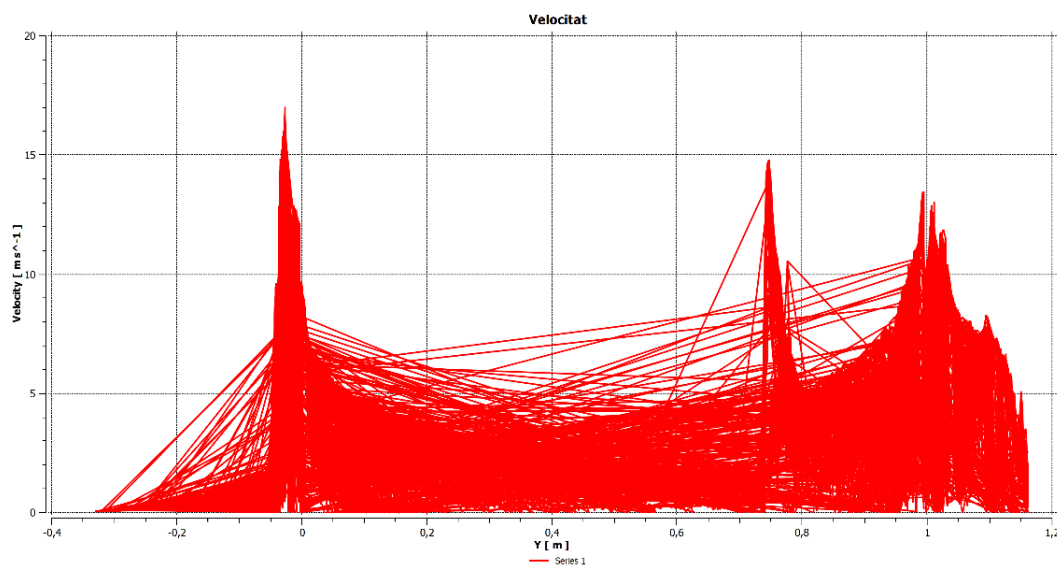


Figura 200. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

En ella es pot observar un augment puntual a la posició del tub a 0,75 metres de l'entrada del tub, que es on es situa l'orifici, i on s'incrementa bruscament la velocitat.

Per tal de veure numèricament aquest augment es pot mesurar la secció posterior a l'efecte venturi, representat a la figura 201.

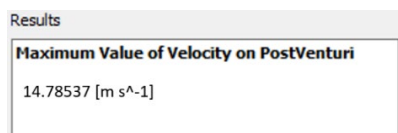


Figura 201. Velocitat màxima posterior al venturi.

Per tant, es pot determinar gràcies als valors observats a la gràfica i plasmats als resultats de velocitats màximes en seccions prèvies i posteriors, que es produeix un augment de la velocitat produït per l'efecte venturi de 7,6589 m/s.

9.1.1.4 Cabal màssic

Al capítol anterior ja es va provar que la suma dels cabals de l'aire i el gas dièsel introduït al sistema donava aproximadament valors molt pròxims al cabal resultant a l'*outlet*. En aquest cas l'interès principal d'aquest apartat és el de visualitzar el cabal màssic del gas dièsel que entra a l'interior del sistema per a cada un dels diferents diàmetres, i el cabal de la barreja a la sortida. Aquest és un punt important ja que ens permetrà regular l'entrada del cabal màssic del gas dièsel a l'interior del sistema, i per tant, filtrar la quantitat de dièsel que es vol analitzar posteriorment amb el sensor ambiental. El cabal màssic del gas dièsel es manté constant al llarg del tubet fins que és introduït al sistema. Saber el cabal màssic de la barreja a la sortida és important ja que determina la quantitat de cabal que absorbeix el sensor de partícules.

La figura 202 representa el resultat obtingut pel programa pel cabal màssic a l'entrada del gas dièsel.

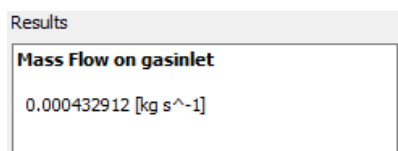


Figura 202. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

Si recordem els valors obtinguts de cabal màssic de 0,000172469 kg/s pel model validat del capítol anterior amb un diàmetre de 28,5 mm, es veu que el cabal obtingut per aquest diàmetre de 5 mm és de

0,000432912 kg/s, significativament major. A l'anàlisi de la totalitat de cabals que es realitzarà al final d'aquest apartat de diàmetres, es compararà per veure si aquesta progressió descendent del cabal màssic conforme s'augmenta el diàmetre de l'orifici segueix estan present.

La figura 203 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

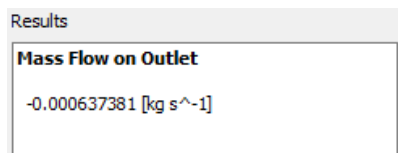


Figura 203. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

Amb un diàmetre de 28,5 mm del model de referència aquest cabal suposa 0,00647561 kg/s, pel que comparat amb el valor obtingut per 5 mm de 0,000637381, es pot pressuposar que el cabal màssic total de la barreja a la sortida augmentarà conforme el diàmetre de l'orifici que genera que l'efecte venturi augmenti, a diferència del cabal entrant de gas dièsel. Al final d'aquest apartat, amb la gràfica de tots els valors, es podrà veure amb més detall aquest aspecte.

Aclarir també, com ja s'ha fet anteriorment, que el signe negatiu de l'*outlet* respon a que l'eix Y de mesura al llarg del tub està invertit, i pren les mesures en la direcció oposada. Això no passa a l'entrada del gas dièsel, ja que esta situat en l'eix Z, el qual la seva mesura si esta enfocada en la direcció correcte.

Sabent el cabal total a la sortida, i la concentració específica de CO₂, espècies residuals i partícules en suspensió obtingudes a l'apartat anterior de concentracions, es pot obtenir fàcilment els valors de cabals d'aquests tres elements, claus a l'hora d'analitzar les partícules del sensor que es col·locarà posteriorment a l'*outlet* del sistema. Únicament es realitzaran les equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9 en aquest primer apartat a forma d'exemple.

$$CabalAire = CabalOutlet * ConcentracioAire \quad (9.5)$$

$$CabalAire = 0,000637381 * 0,813152 = 0,000518288 \text{ kg/s}$$

$$CabalGasDieselSortida = CabalOutlet * ConcentracioGasDieselSortida \quad (9.6)$$

$$CabalDieselSortida = 0,000637381 * 0,1868476 = 0,000119093 \text{ kg/s}$$

$$CabalCO_2 = CabalOutlet * ConcentracioCO_2 \quad (9.7)$$

$$CabalCO_2 = 0,000637381 * 0,01326621 = 8,4556 * 10^{-6} \text{ kg/s}$$

$$CabalEspèciesResiduals = CabalOutlet * ConcentracioEspèciesResiduals \quad (9.8)$$

$$CabalPartRestant = 0,000637381 * 0,000187 = 1,1909 * 10^{-7} \text{ kg/s}$$

$$CabalPartSuspensio = CabalOutlet * ConcentracioPartSuspensio \quad (9.9)$$

$$CabalPartSuspensio = 0,000637381 * 2,858110^{-5} = 1,8217 * 10^{-8} \text{ kg/s}$$

Aclarir que el cabal de gas dièsel fa referència a la sortida, no confondre amb el cabal de gas dièsel que entra al sistema injectat.

Obtenim un cabal màssic per a cada un dels elements principals que componen la barreja:

- Cabal màssic aire: 0,000518288 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000119093 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 8,4556*10⁻⁶ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: 1,1909*10⁻⁷ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: 1,8217*10⁻⁸ kg/s.

Amb aquests valors de cabal màssic dona una idea de la capacitat que requerirà complir el sensor, situat a la sortida del sistema, per analitzar adequadament les partícules.

9.1.1.5 Dilució de la barreja

Per visualitzar més clarament aquesta barreja, es pot calcular percentualment la dilució del gas dièsel a la sortida en funció de l'aire present. Es calcularà posteriorment per cada prova l'equació 9.10 mostrada a continuació.

$$Dilució \text{ de la barreja} = \frac{Cabal \text{ màssic gas dièsel sortida}}{Cabal \text{ màssic aire sortida}} * 100 = \frac{0,000119093}{0,000518288} * 100 = 22,98\% \quad (9.10)$$

Es veu com la dilució d'aquesta primera prova per 5 mm de diàmetre es del 22,98%. Si es te present que la dilució per 28,5 mm de referència era del 11,08%, es pot pressuposar que conforme s'augmenti el diàmetre de l'orifici que origina l'efecte venturi, la dilució produïda per l'efecte serà cada cop menor.

Una dilució major suposarà una presència de gas dièsel a la sortida (solut) respecte el del aire (dissolvent) més elevada.

9.1.2 Orifici amb diàmetre de 10 mm

Es repetirà el mateix procediment realitzat per la prova de 5 mm, pel que s'ometrà gran part de les explicacions ja clarificades amb anterioritat per no fer reiterativa l'exposició dels resultats.

Els valors dels residus obtinguts pel diàmetre de 10 mm durant la iteració estan representats a la figura 204.

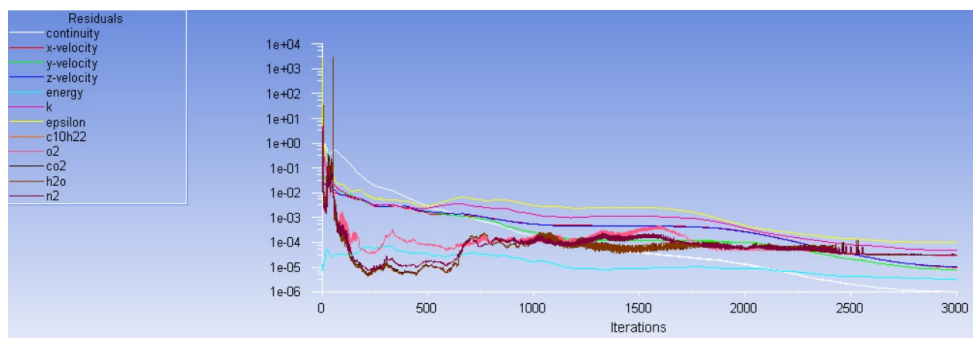


Figura 204. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

9.1.2.1 Concentracions a la sortida

Les concertacions de sortida del aire per l'orifici de 10 mm estan representades a la figura 205.

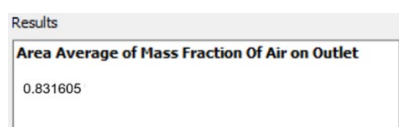


Figura 205. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Les concentracions de sortida de les espècies principals de la barreja del dièsel i l'aire són les mostrades a la figura 206.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	
0.011956045	
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	
0.12663304	
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	
0.02525925	
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	
0.00437827	

Figura 206. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

Com prèviament ja s'ha indicat, es procedirà únicament a mostrar els resultats de les equacions 9.1, 9.2 i 9.4 aplicades als resultats de les concentracions d'aquest apartat, ja que el procés d'obtenció i càlculs realitzats ja s'han exposat amb anterioritat a l'apartat 9.1.1.1 i són d'idèntica resolució.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) per un diàmetre específic de 10 mm es de $1,684 \cdot 10^{-6}$.

El percentatge de partícules en suspensió dintre dels elements de menor concentració dels fums dièsel anteriorment exposats segueix essent de 15,3%, pel que aplicant l'equació 9.4 per les noves concentracions es pot obtenir les partícules en suspensió. Aquest percentatge serà constant al llarg de totes les proves.

Finalment, la proporció de partícules en suspensió en el cas concret estudiat amb un diàmetre de 10 mm es de $2,5758 \cdot 10^{-7}$.

9.1.2.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici de 10 mm que genera l'efecte venturi i entrada posterior del gas dièsel al sistema esta representat a la figura 207.

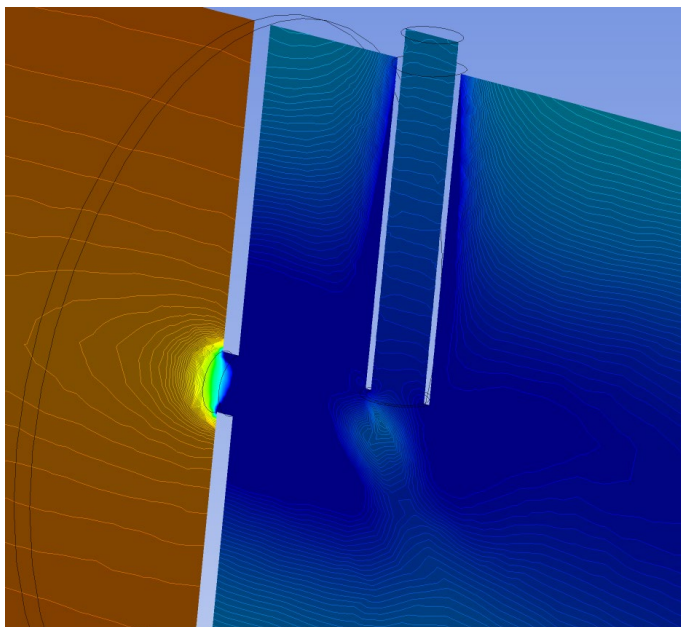


Figura 207. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

El primer que es pot observar a la figura és una reducció significativa de l'àrea afectada per la depressió en comparació al diàmetre anterior d'una menor mida. També s'observa que la depressió engloba la posició pròxima al punt on es produeix la injecció del gas. La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions de la figura anterior al llarg del sistema amb un orifici de 10mm, correspon a la figura 208.

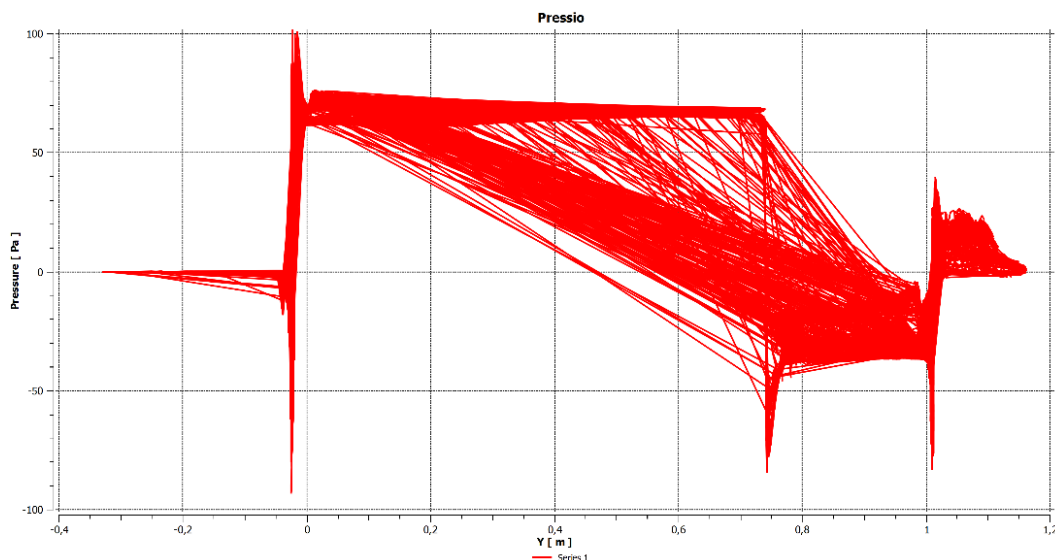


Figura 208. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

Es pot observar una reducció tan de la pressió prèvia a l'orifici, com de la depressió posterior. Això suposa un relaxament dels valors màxims respecte l'orifici de 5 mm.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 209.

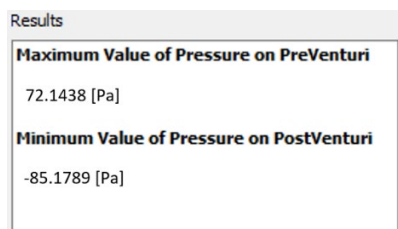


Figura 209. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Efectivament, el primer que es veu es que la pressió previa a l'orifici de 72 Pa obté uns valors més raonables en comparació a la prova de 5 mm. El valor de les depressions posteriors a l'orifici es veuen reduïts fins als 85 Pa. La variació entre pressions es dona d'aproximadament 157 Pa.

9.1.2.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi es veu representada en la figura 210.

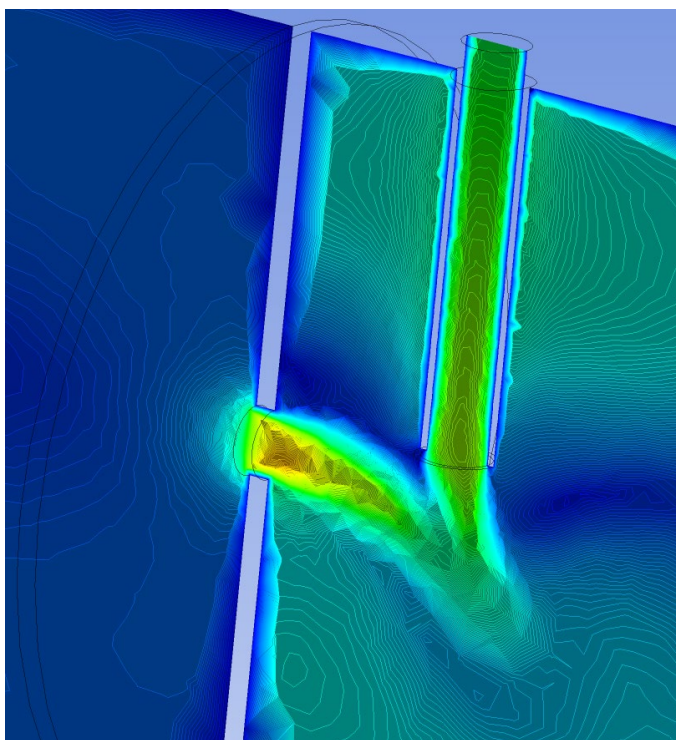


Figura 210. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

La figura 211 mostra la direcció vectorial de la velocitat focalitzada l'efecte venturi i la posterior barreja amb el gas dièsel que prové del tub d'escapament.

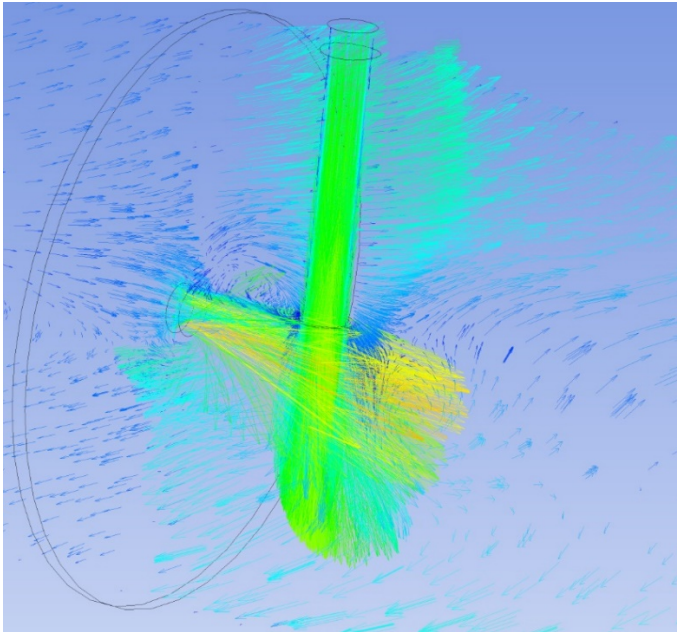


Figura 211. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

L'anàlisi quantitatiu es veu representat a la figura 212 a través d'una gràfica de les velocitats al llarg del tub.

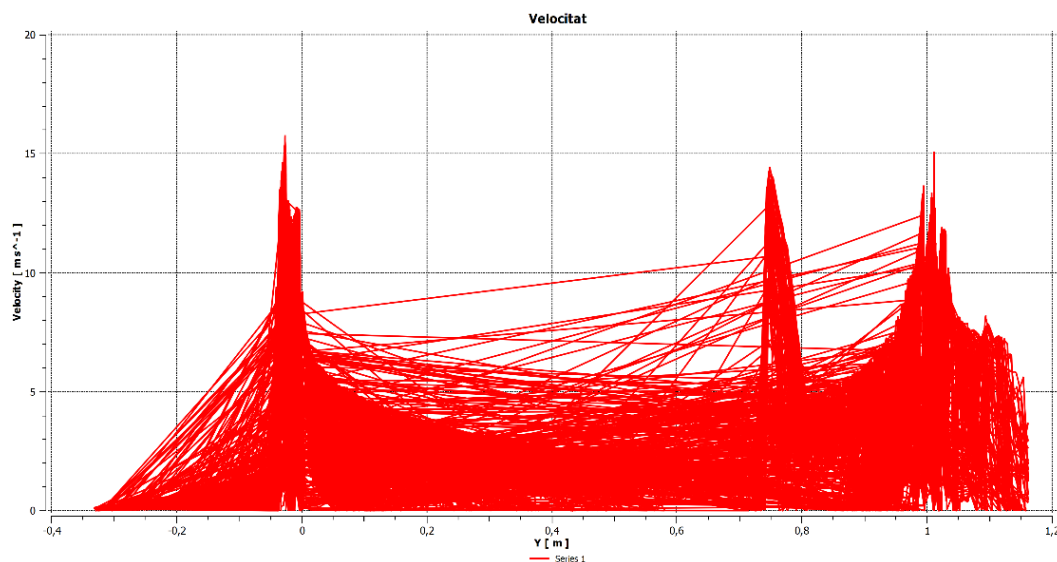


Figura 212. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

Es pot observar d'igual un augment significatiu del punt on està situat l'orifici que origina l'efecte venturi, tot i que amb una intensitat menor.

Numèricament el resultat d'aquesta velocitat màxima al venturi, es pot observar la figura 113.

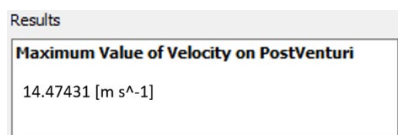


Figura 213. Velocitat màxima posterior al venturi.

El resultat de la velocitat màxima obtinguda corresponent al diàmetre de 10 mm es de 14,47 m/s, lleugerament menor als 14,78 m/s de l'anterior diàmetre. S'haurà de veure si la tendència en posteriors diàmetres de una mida més elevada segueix sent una velocitat màxima descendent a la sortida de l'orifici.

9.1.2.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel que entra al sistema quan s'ha dissenyat un orifici previ a l'entrada de 10 mm es mostra a la figura 214.

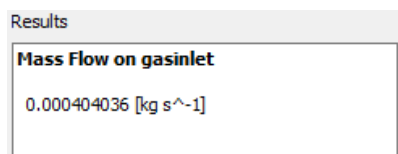


Figura 214. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El resultat de 0,000404 kg/s de cabal màssic als 10 mm, comparat amb els 0,0004329 kg/s del diàmetre de 5 mm, suposa una reducció lleu del cabal màssic del gas dièsel que es introduït a dintre del sistema. Per si sol encara no es pot considerar com una tendència, especialment quan la diferencia no és excessivament elevada. En posteriors proves es podrà comprovar més en detall.

La figura 215 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

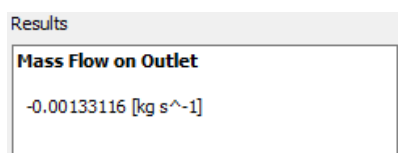


Figura 215. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

El resultat de 0,00133116 suposa un augment del cabal en relació a les proves anteriors.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7 i 9.8), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions del diàmetre de 20 mm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00110699 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000224161 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 1,5915*10⁻⁵ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: 2,2416*10⁻⁷ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: 3,4288*10⁻⁵ kg/s.

S'observa un increment del cabal màssic respecte l'orifici menor de la prova anterior. És interessant observar com l'aire, a l'igual que la seva concentració s'incrementa conforme s'ha augmentat el diàmetre, en canvi, els altres elements tenen una concentració decreixent que no es compleix en aquests diàmetres, el qual augmenta d'igual manera que l'aire.

9.1.2.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida és del 20,25%. Tal i com s'ha pressuposat, s'ha produït una dilució menor del cabal màssic respecte l'aire, ja que la quantitat de gas dièsel entrant s'ha reduït respecte l'aire present al sistema.

9.1.3 Orifici amb diàmetre de 20 mm

Els valors dels residus obtinguts pel diàmetre de 20mm durant la iteració estan representats a la figura 214.

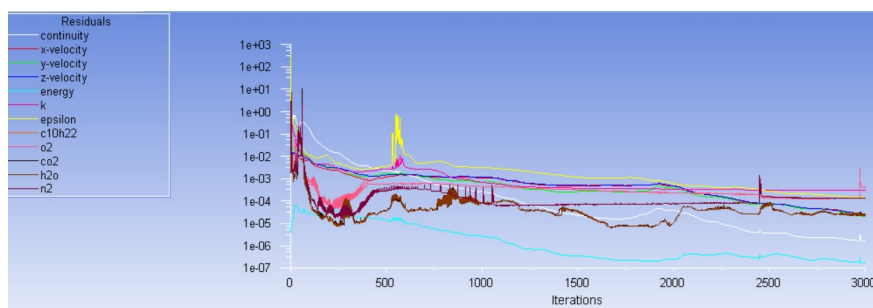


Figura 216. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

D'igual manera que en les anteriors iteracions, tot i sofrir variacions brusques en alguns punts del càlcul, els residus tendeixen a l'estabilització, amb convergències en algunes variables.

9.1.3.1 Concentracions a la sortida

La concentració a la sortida del sistema per un diàmetre de 20 mm en funció de l'aire o les principals espècies esta adjuntat a les figures 217 i 218, respectivament.

Results
Area Average of Mass Fraction Of Air on Outlet
0.861988

Figura 217. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet
0.009798852
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet
0.10378502
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet
0.0207018
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet
0.00358831

Figura 218. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per un diàmetre específic de 20 mm es de $1,3801 \cdot 10^{-6}$. Segueix una tendència descendent en comparació amb valors anteriors.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió pel diàmetre de 20 mm és de $2,1111 \cdot 10^{-7}$. Si ho comparem amb els resultats de proves anteriors es veu un patró decreixent, a falta de corroborar-se en posteriors proves.

9.1.3.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades l'orifici de 20 mm que genera l'efecte venturi i entrada posterior del gas dièsel al sistema esta representat a la figura 219.

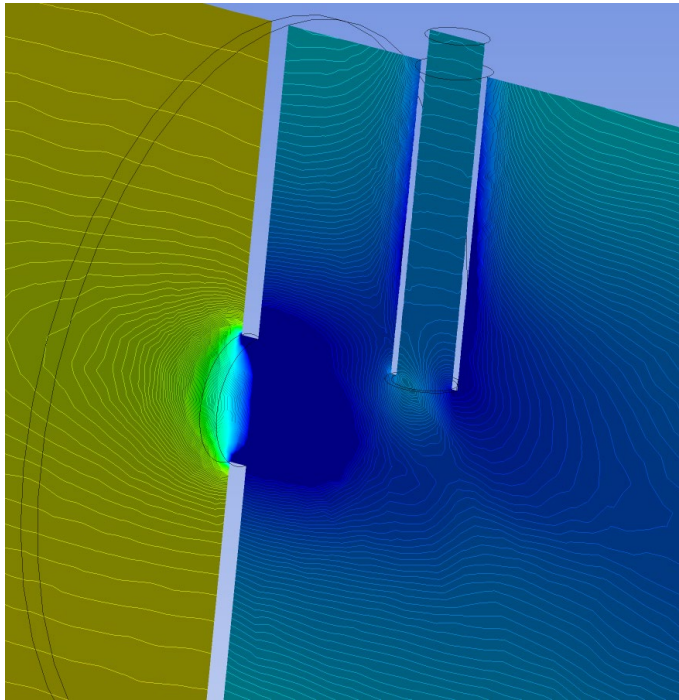


Figura 219. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

A la figura es pot observar una certa disminució de l'area d'afectació de la depressió originada per l'orifici. Destaca sobretot el fet de que la depressió directe mínima, ja no arriba a recobrir la injecció del gas. La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions correspon a la figura 220.

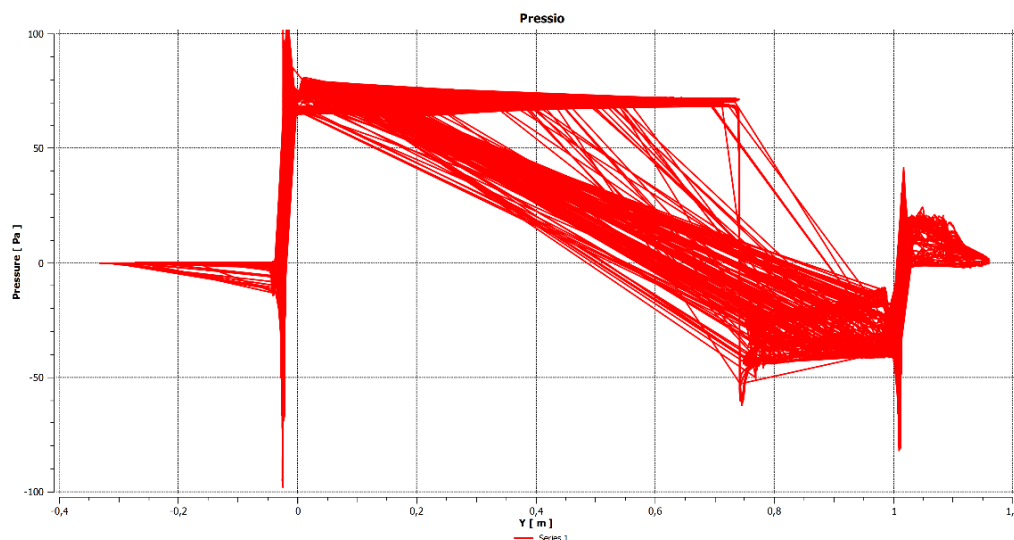


Figura 220. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 221.

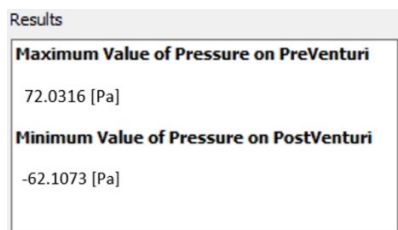


Figura 221. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

La pressió més elevada corresponent al moment previ de l'entrada de l'orifici es de 72 Pa, i la posterior de -62 Pa. S'observa principalment una clara tendència diminutiva de la depressió posterior a l'orifici, tal i com s'ha indicat a la gràfica anterior, conforme el diàmetre de l'orifici augmenta la seva mida. La variació entre pressions es dons de 134 Pa aproximadament.

9.1.3.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova del diàmetre d'orifici de 20 mm es veu representada en la figura 222.

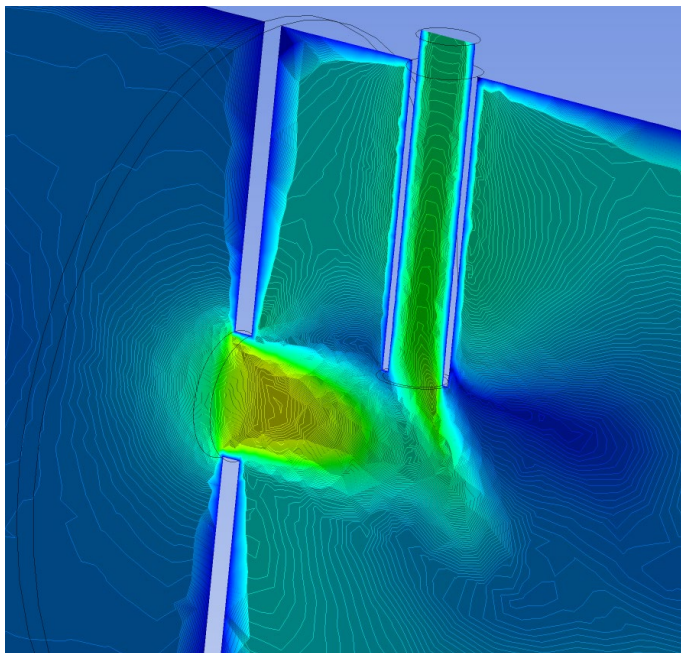


Figura 222. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Per veure de forma més clarificada les velocitats dels fluids, a la figura 223 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

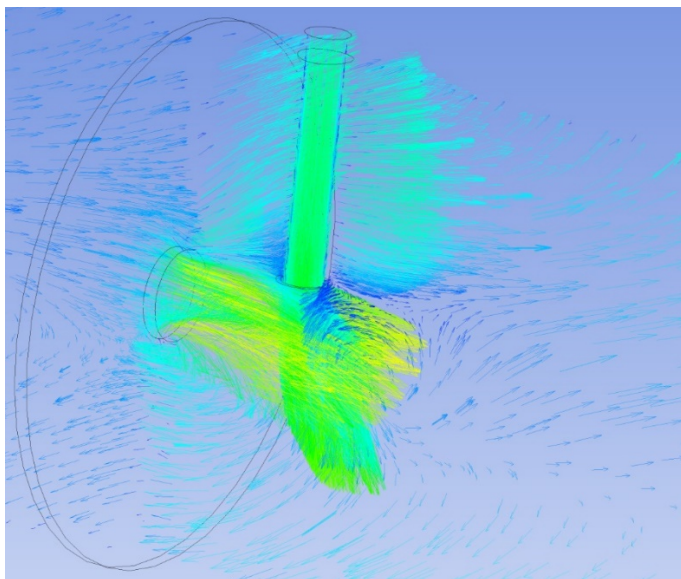


Figura 223. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

Es veu com la difusió del aire un cop superat el orifici es relativament menys concentrada que les de diàmetres amb mides inferiors. Per tal de veure més clarament aquest comportament de les velocitats al sistema, s'observa la figura 224 que representa la gràfica de les velocitats al llarg del sistema.

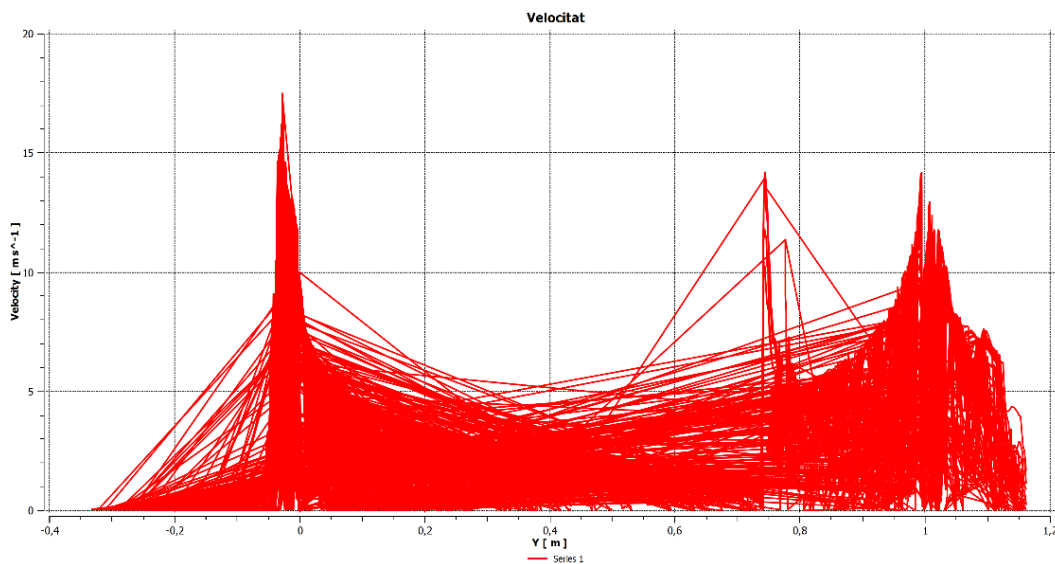


Figura 224. Gràfica de la velocitat en funció de la distancia del eix Y del sistema.

En ella es veu una lleugera disminució de la velocitat en comparació al diàmetre anterior. Per tal de comprovar aquesta afirmació s'ha d'observar els resultats numèrics corresponents a la figura 225.

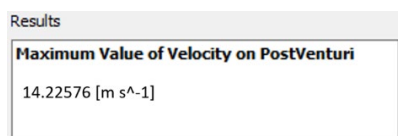


Figura 225. Velocitat màxima posterior al venturi.

Efectivament, la velocitat de 14,22 m/s en comparació als 14,47 suposa una lleugera disminució de la velocitat un cop ha superat l'orifici que genera el venturi. Inicialment i prenent com a referència els dos diàmetres anteriors, s'esperava una reducció més significativa de la velocitat, tenint present que l'ampliació de l'orifici per aquesta prova es de més de 10 mm, en comparació als 5 mm de diferencia entre la primera i la segona prova.

9.1.3.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 20 mm que entra al sistema correspon a la figura 226.

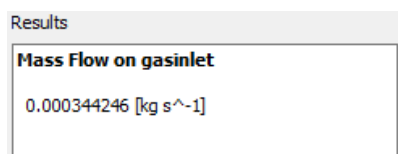


Figura 226. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El resultat de 0,0003442 kg/s suposa una nova disminució del cabal màssic del gas Diesel que entra al sistema en comparació als 0,0004329 i 0,000404 anteriors.

La figura 227 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

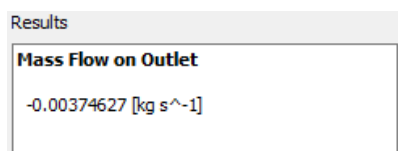


Figura 227. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

El resultat de 0,00374627 suposa un augment del cabal en relació a les proves anteriors.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions del diàmetre de 20 mm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00322924 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000517030 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 3,6709*10⁻⁵ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: 5,1703*10⁻⁷ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: 7,9087*10⁻⁸ kg/s.

Si es compara amb els valors anteriorment mencionats, al igual que passava a l'apartat anterior, s'observa un lleuger increment del cabal màssic respecte l'orifici menor de la prova anterior.

9.1.3.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 16,01%. La dilució segueix la tendència descendent al augmentar el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi.

9.1.4 Orifici amb diàmetre de 30 mm

L'orifici de 30 mm té uns residus operacionals de les equacions realitzades pel programa computacional representats a la figura 228.

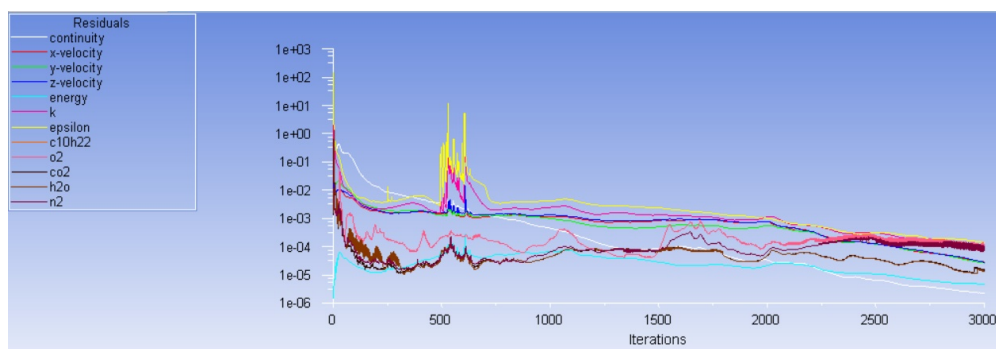


Figura 228. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

9.1.4.1 Concentracions a la sortida

La concentració a la sortida del sistema per un diàmetre de 30 mm en funció del aire o les principals espècies esta adjuntat a les figures 229 i 230, respectivament.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Air on Outlet	
	0.909747

Figura 229. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	
	0.00640796
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	
	0.067870256
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	
	0.013537950
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	
	0.00234658

Figura 230. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per un diàmetre específic de 30 mm es de $9,0253 \cdot 10^{-7}$. Segueix una tendència descendent en comparació amb valors anteriors.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 especifica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió pel diàmetre de 30 mm es de $1,3805 \cdot 10^{-7}$. Segueix existint un patró decreixent de la quantitat de partícules en suspensió conforme s'eixampla el diàmetre de l'orifici.

9.1.4.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici de 30 mm que genera l'efecte venturi m i entrada posterior del gas dièsel al sistema esta representat a la figura 231.

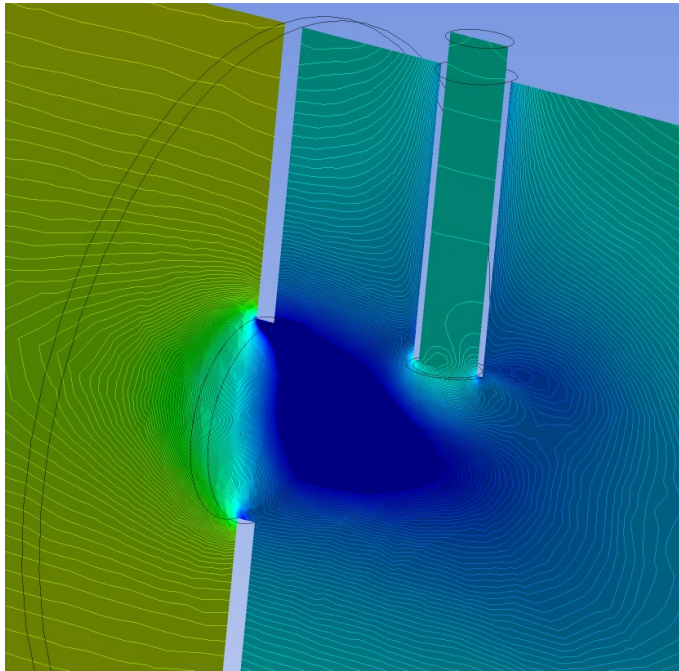


Figura 231. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

S'observa com la pressió es difumina més ràpidament després de l'orifici en comparació amb proves anteriors. Això suposarà clarament una disminució de la pressió existent en la zona estudiada. Es veu també que la depressió mínima no arriba a la zona on es produeix la injecció. Aquest fet farà que la quantitat de gas que entra al sistema serà inferior.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema amb un orifici de 30mm, correspon a la figura 232. Cal focalitzar l'estudi a la posició de 0,75 m respecte l'eix Y, que es on esta situat l'orifici que genera el venturi.

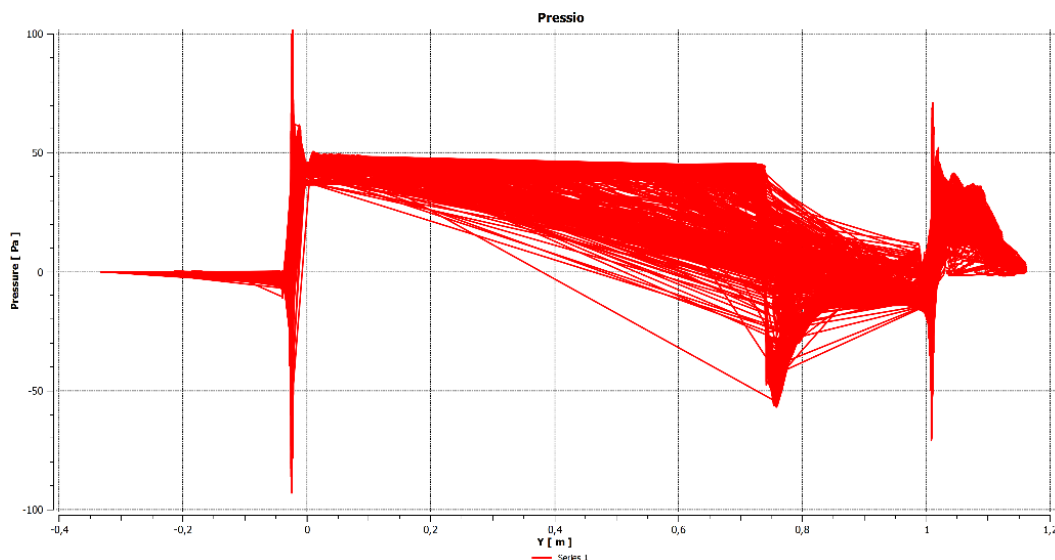


Figura 232. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

A la gràfica a simple vista s'observa una lleugera reducció de les pressions a la sortida de l'orifici. La figura mostra una certa reducció en la depressió posterior a l'orifici. Especialment destacable la gran disminució de la pressió prèvia a l'orifici respecte els diàmetres de 10 i 20 mm.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 233.

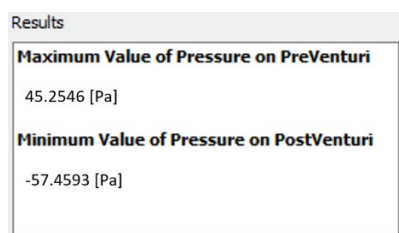


Figura 233. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Efectivament la reducció de la pressió prèvia a l'orifici de 45 Pa suposa una variació substancial respecte el valor anterior de 72 Pa. El valor corresponent al 57 Pa de depressió ocasionada pel venturi segueix disminuint progressivament conforme s'augmenta el diàmetre de l'orifici que ocasiona el venturi. La variació entre pressions es dons de aproximadament 103 Pa.

9.1.4.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova del diàmetre d'orifici de 30 mm es veu representada en la figura 234.

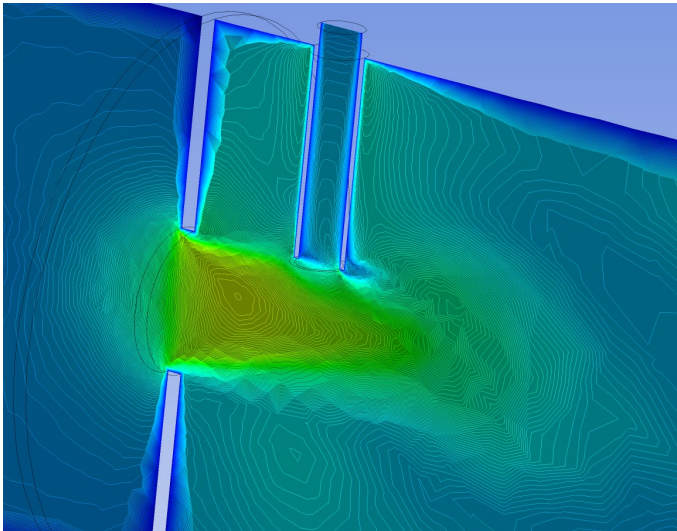


Figura 234. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Per veure de forma més clarificada les velocitats dels fluids, a la figura 235 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

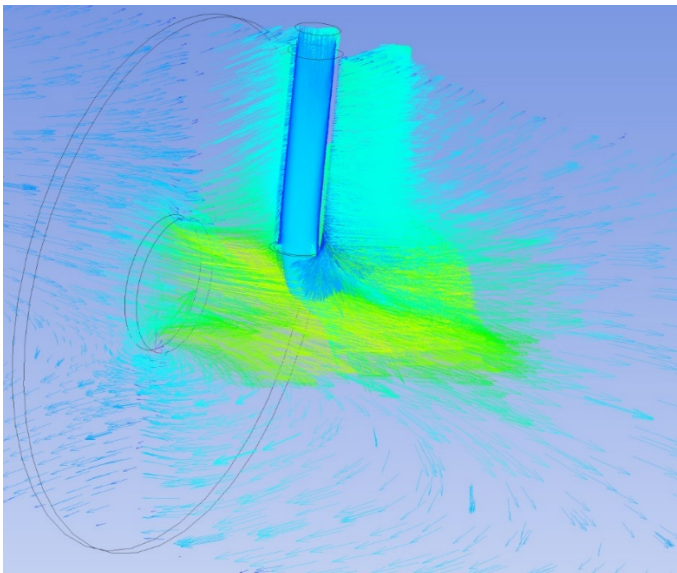


Figura 235. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

Clarament es veu que conforme l'obertura tendeix a obrir-se, la disminució de concentracions de les velocitats i la seva velocitat es veu reduïda. Per tal de veure més clarament aquest comportament de les

velocitats al sistema, s'observa la figura 236 que representa la gràfica de les velocitats al llarg del sistema.

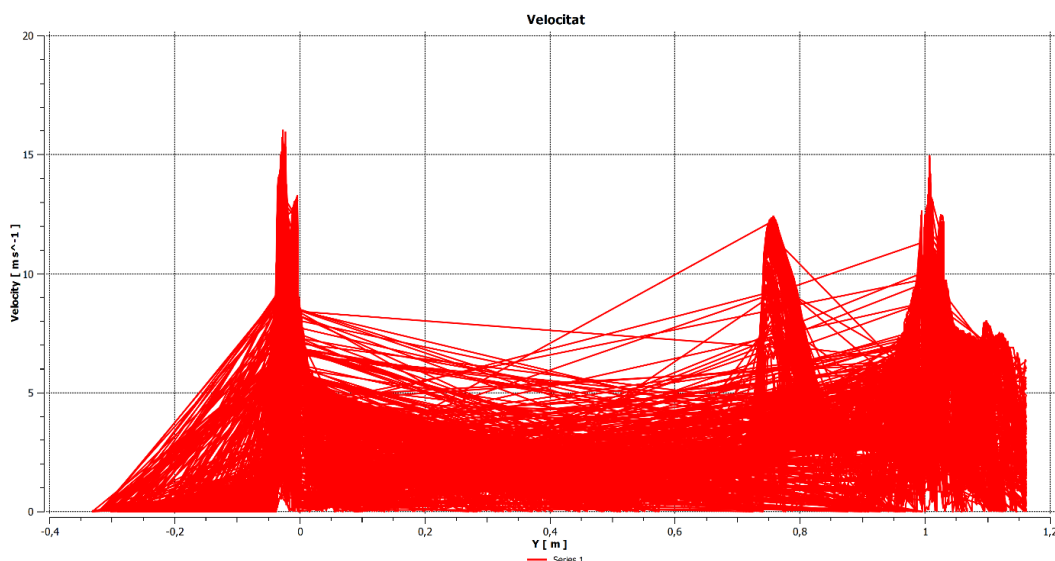


Figura 236. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

D'igual manera que passa en proves anteriors, destaca l'increment de velocitats al venturi. Aquest augment però, segueix essent inferior conforme s'augmenta el diàmetre.

Observant els resultats per la velocitat màxima a la posició posterior a l'orifici que origina el venturi, s'obté la figura 237.

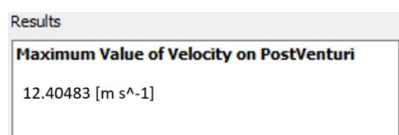


Figura 237. Velocitat màxima posterior al venturi.

La velocitat obtinguda es de 12,4 m/s, confirmant l'aspecte anteriorment mencionat d'una disminució progressiva de la velocitat. Aquest cop la disminució ha sigut més significativa que les anteriors.

9.1.4.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 30 mm que entra al sistema correspon a la figura 238.

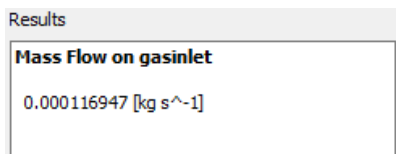


Figura 238. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 30 mm es de 0,001169 kg/s, inferior a tots els cabals mesurats fins ara. Al igual que passa amb la velocitat, pressions o concentracions de partícules en suspensió, conforme s'augmenta el diàmetre, disminueix el seu valor.

La figura 239 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

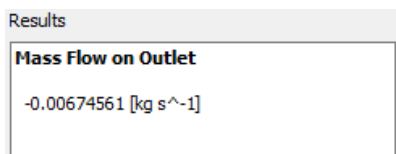


Figura 239. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

El resultat de 0,00674561 suposa un augment del cabal en relació a les proves anteriors.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions del diàmetre de 30 mm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00613680 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,00608812 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 4,3226*10⁻⁵ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: 6,0881*10⁻⁷ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: 9,3126*10⁻⁸ kg/s.

Si es compara amb els valors anteriorment mencionats, s'observa que l'aire sí que segueix la tendència incremental d'apartats anteriors, però que el cabal màssic de CO₂, partícules restants i partícules en suspensió s'ha vist reduït, es a dir, ha canviat per complet la tendència. Això s'ha degut principalment a la tendència descendent de la concentració d'aquests elements conforme el diàmetre s'expandeix. En

primera instància aquesta reducció es veia eclipsada per els valors del cabal màssic al *outlet* que falsejaven aquest increment, fins que a partir del tram entre el diàmetre de 28,5 mm i 30 mm el cabal màssic d'aquests elements ha començat a declinar. Es veurà en les pròximes proves si el decaïment es prolonga.

9.1.4.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 9,92%. La dilució segueix la tendència descendent al augmentar el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi.

9.1.5 Orifici amb diàmetre de 40 mm

L'orifici de 40 mm té uns residus operacionals de les equacions realitzades pel programa computacional representats a la figura 240.

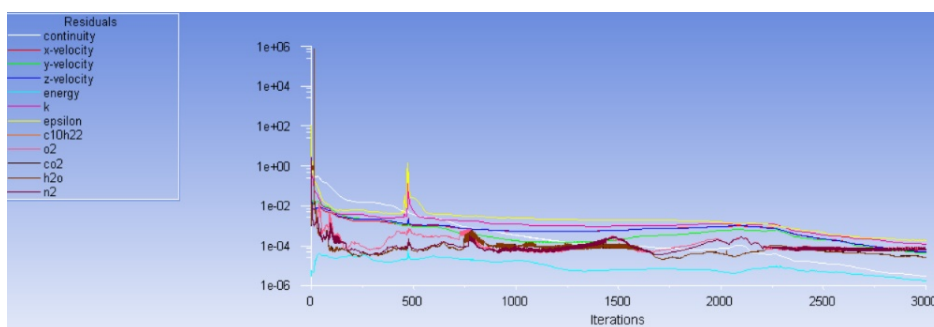


Figura 240. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

9.1.5.1 Concentracions a la sortida

La concentració a la sortida del sistema per un diàmetre de 30 mm en funció del aire o les principals espècies està adjuntat a les figures 241 i 242, respectivament.

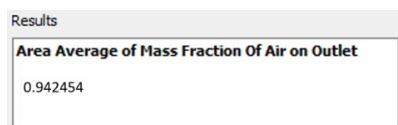


Figura 241. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	0.0040858
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	0.043274592
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	0.0086319
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	0.001496196

Figura 242. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per un diàmetre específic de 40 mm es de $5,7546 \cdot 10^{-7}$. Segueix una tendència descendent en comparació amb valors anteriors.

Basant-se en el percentatge constant d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió pel diàmetre de 40 mm es de $8,8024 \cdot 10^{-8}$. Si ho comparem amb els resultats de proves anteriors es segueix veient un patró decreixent, provant la tendència de forma més realista.

9.1.5.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici de 40 mm que genera l'efecte venturi m i entrada posterior del gas dièsel al sistema esta representat a la figura 243.

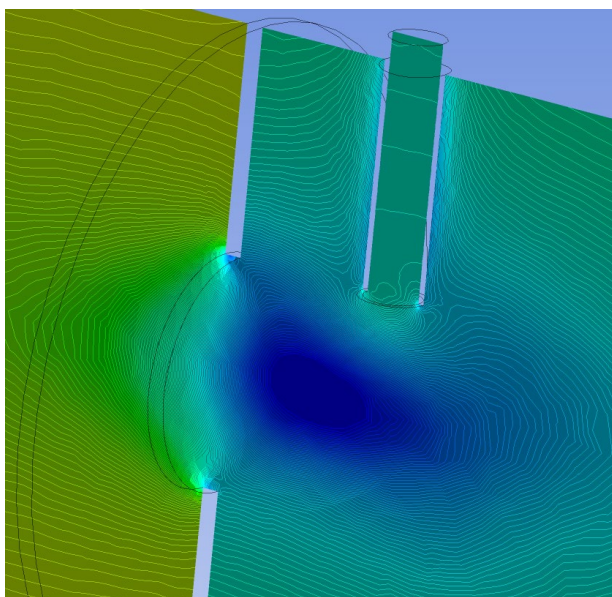


Figura 243. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

S'observa com la depressió es força menor que en anteriors apartats. La difusió de la pressió al espai posterior a l'orifici es molt més difuminada, fent que la depressió mínima no arribi directament a la injecció, evitant que faciliti l'entrada del gas dièsel i reduint la quantitat de partícules en suspensió al sistema.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema amb un orifici de 40mm, correspon a la figura 244. Cal prestar especial atenció a la posició de 0,75 m respecte l'eix Y, que es on esta situat l'orifici que genera el venturi.

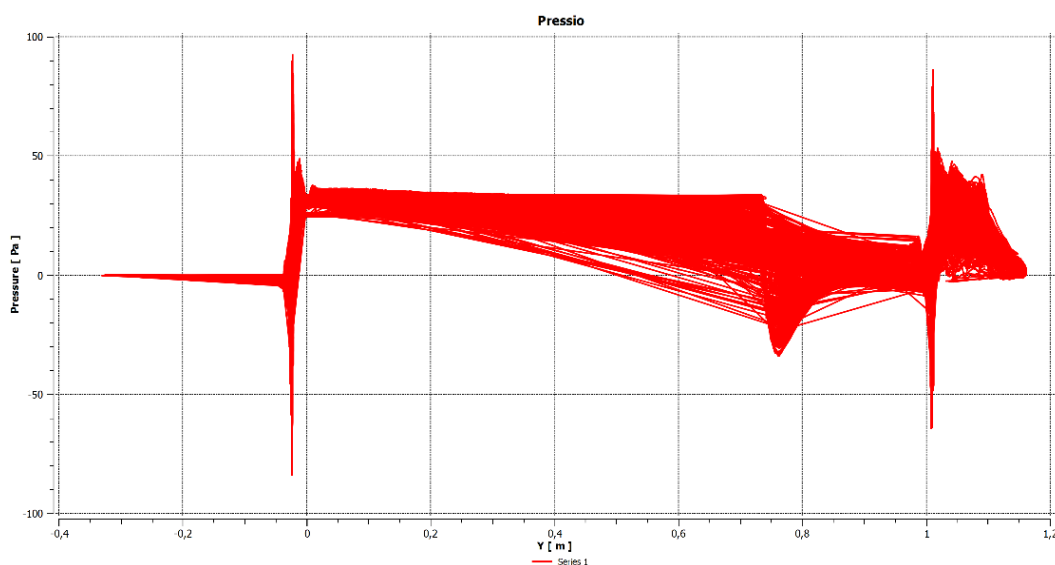


Figura 244. Gràfica de la pressió en funció de la distancia del eix Y del sistema.

A la gràfica el primer que es pot observar en comparació a anteriors proves, es com la depressió posterior al venturi segueix disminuint.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 245.

Results	
Maximum Value of Pressure on PreVenturi	
	33.8556 [Pa]
Minimum Value of Pressure on PostVenturi	
	-34.9641 [Pa]

Figura 245. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

La depressió disminueix fins a un valor mínim de 35 Pa, valor més petit fins ara. També experimenta una reducció la pressió màxima prèvia al venturi amb un valor aproximat de 34 Pa. La variació de pressions dons es de aproximadament 69 Pa.

La tendència de nou a l'augment de la pressió previ a l'orifici i la disminució de la depressió posterior a ell, conforme s'augmenta el diàmetre, es ara més que evident.

9.1.5.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova del diàmetre d'orifici de 40 mm es veu representada en la figura 246.

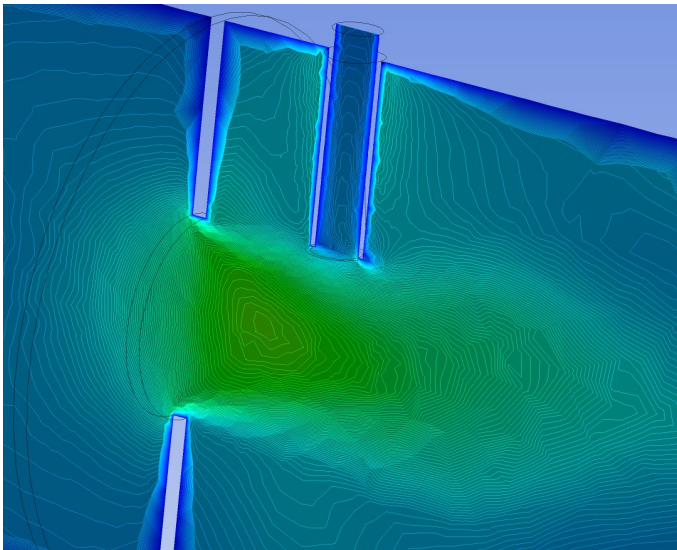


Figura 246. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Per veure de forma més clarificada les velocitats dels fluids, a la figura 247 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

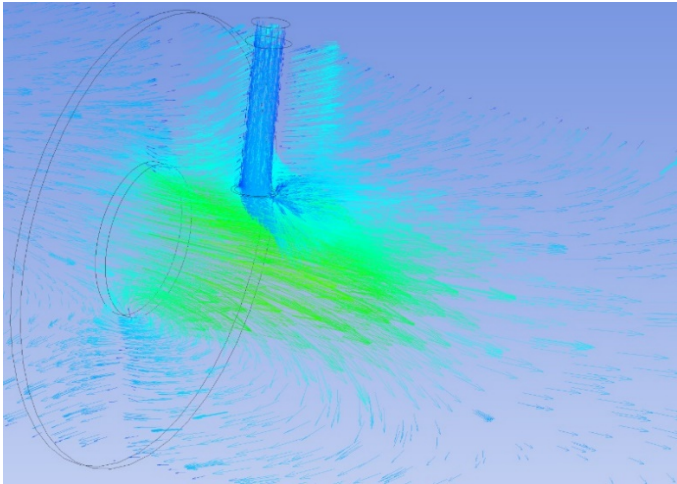


Figura 247. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

La figura 248 mostra el comportament quantitatiu del sistema.

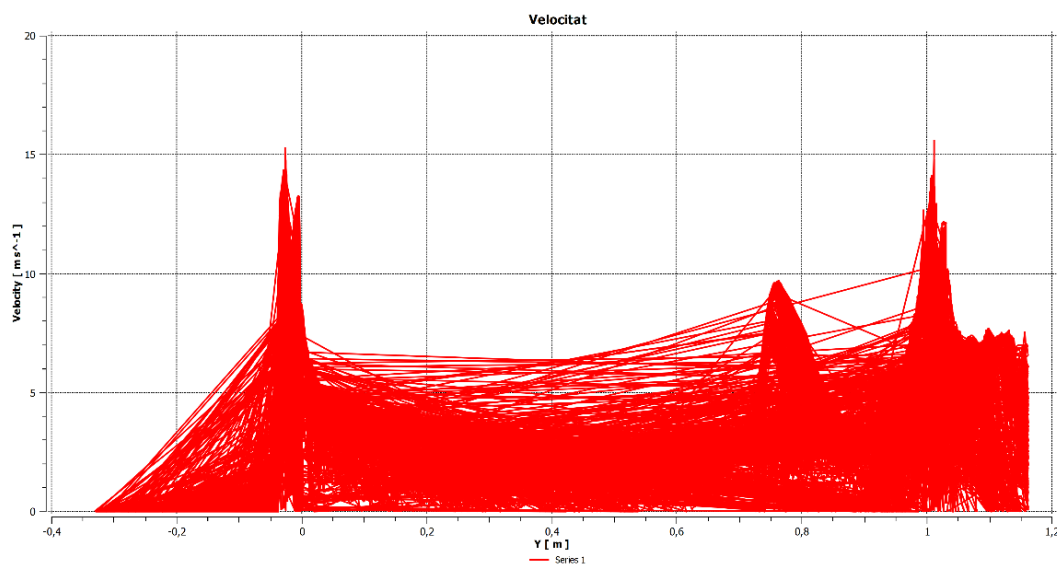


Figura 248. Gràfica de la velocitat en funció de la distancia del eix Y del sistema.

Destacar de nou la disminució de les velocitats del venturi. Numèricament aquestes velocitats corresponents al diàmetre de 40 mm estan representades a la figura 249.

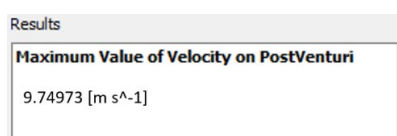


Figura 249. Velocitat màxima posterior al venturi.

La velocitat màxima a la sortida de l'orifici del venturi es de 9,75 m/s, casi 3 m/s inferior a l'última prova realitzada. S'ha comprovat que efectivament la disminució progressiva de la velocitat conforme s'augmenta el diàmetre es real.

9.1.5.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 40 mm que entra al sistema correspon a la figura 250.

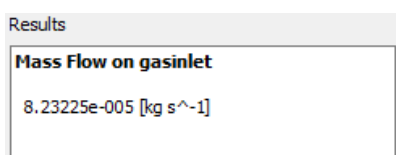


Figura 250. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 40 mm es de $8,23225 \cdot 10^{-5}$ kg/s. Aquest valor segueix sent de moment el més petit de les proves realitzades.

La figura 251 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

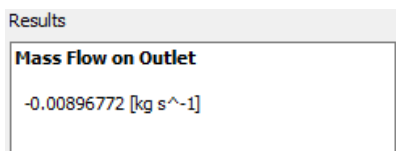


Figura 251. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

El resultat de 0,00896772 suposa un augment del cabal en relació a les proves anteriors.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions del diàmetre de 40 mm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00845166 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,00516056 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: $3,664 \cdot 10^{-5}$ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: $5,1606 \cdot 10^{-7}$ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: $7,8938 \cdot 10^{-8}$ kg/s.

Tal i com ja havia passat anteriorment, el cabal màssic del aire segueix augmentant la seva presència, mentre que el cabal de CO_2 i el de les partícules segueix reduint-se, paral·lelament a la pròpia concentració descendent d'aquests tres elements.

9.1.5.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 6,11%. La dilució segueix la tendència descendent al augmentar el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi.

9.1.6 Orifici amb diàmetre de 50 mm

L'orifici de 50 mm te uns residus operacionals de les equacions realitzades pel programa computacional representats a la figura 252.

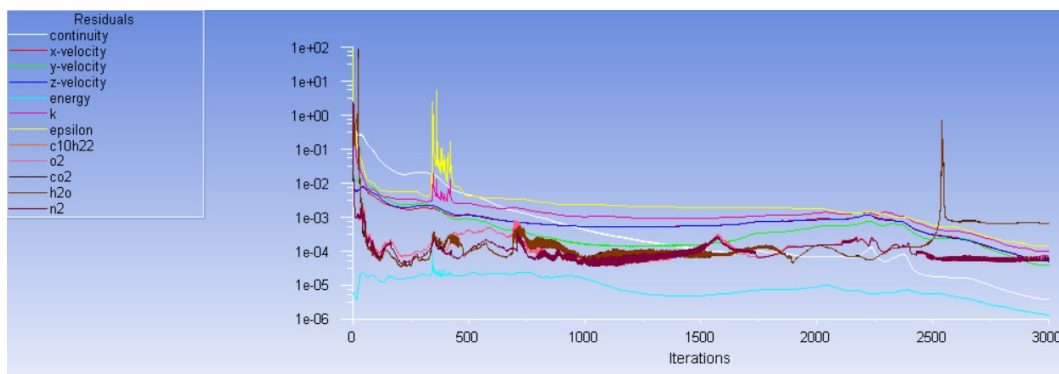


Figura 252. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

9.1.6.1 Concentracions a la sortida

La concentració a la sortida del sistema per un diàmetre de 50 mm en funció del aire o les principals espècies esta adjuntat a les figures 253 i 254, respectivament.

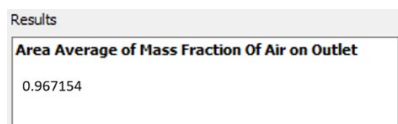


Figura 253. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	0.002332066
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	0.024700192
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	0.0049269
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	0.0008540

Figura 254. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració restant obtinguda del conjunt d'elements de menor concentració per un diàmetre de 40 mm es de $3,2846 \cdot 10^{-7}$. Segueix una tendència descendent en comparació amb valors anteriors.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per un diàmetre específic de 50 mm es de 0,000033. Segueix una tendència descendent en comparació amb valors anteriors.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió pel diàmetre de 20 mm es de $5,0242 \cdot 10^{-8}$. Si ho comparem amb els resultats de proves anteriors es veu un patró decreixent. Tal i com s'ha anat corroborant al llarg de les proves i com inicialment s'havia pressuposat comparant els diàmetres de 10mm inicials amb els 28,5 mm de referència.

Al ser aquesta la ultima prova i havent realitzat totes les anteriors, ja es pot afirmar amb rotunditat que existeix una tendència progressiva de descens de la concentració de partícules en suspensió conforme s'augmenta el diàmetre de l'orifici que genera el venturi. S'estudiarà més en detall la comparació entre les sis proves realitzades en aquest capítol, més la prova pel diàmetre de referència, a l'apartat 9.1.7.

9.1.6.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici que genera l'efecte venturi de 50 mm i entrada posterior del gas dièsel al sistema esta representat a la figura 255.

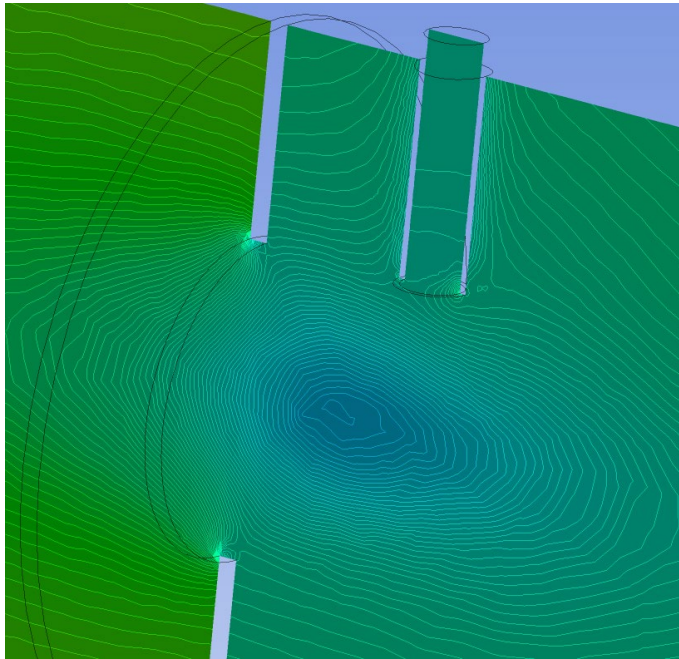


Figura 255. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

En aquesta ultima prova es veu com la depressió s'ha vist molt reduïda en comparació a les proves inicials amb diàmetres més reduïts. Seguint la tendència de disminució de les anteriors proves, la depressió observada no afecta significativament al punt d'injecció, facilitant que l'elevada pressió bloquegi gran part de l'entrada del gas dièsel injectat pel tubet, reduint significativament la presència de partícules en suspensió.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema amb un orifici de 50mm, correspon a la figura 256. Cal focalitzar l'estudi a la posició de 0,75 m respecte l'eix Y, que es on esta situat l'orifici que genera el venturi.

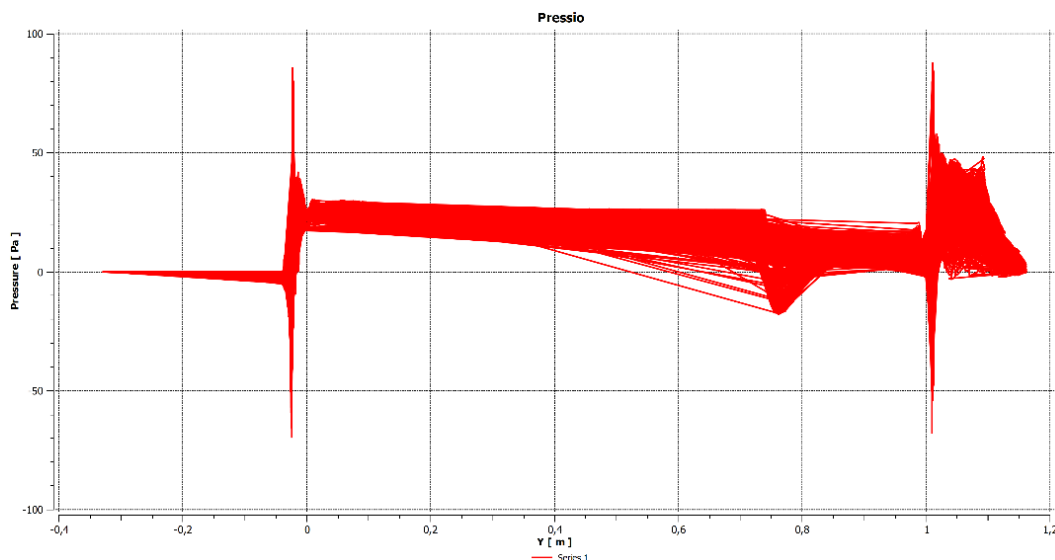


Figura 256. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

La gràfica ha seguit una tendència de disminució tan de la pressió màxima prèvia a l'orifici fins a la depressió mínima ocasionada pel venturi resultant.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 257.

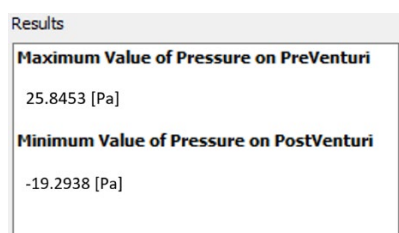


Figura 257. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

La depressió disminueix fins a un valor mínim de 19 Pa. També experimenta una reducció la pressió màxima prèvia al venturi amb un valor aproximat de 26 Pa. La variació entre pressions es dona de aproximadament 45 Pa.

Tal i com s'ha vist gràficament aquests dos valors suposen els mínims obtinguts. Al igual que amb les concentracions, es prova que la disminució la variació entre la pressió i depressió originada per l'orifici, disminueix conforme el diàmetre d'aquest augmenta.

9.1.6.3 Velocitat a l'efecte venturi

Seguint l'estructura d'anàlisi de les pressions anteriorment realitzat, s'observa a la figura 258 la distribució qualitativa de la velocitat a la sortida per l'orifici de 50 mm.

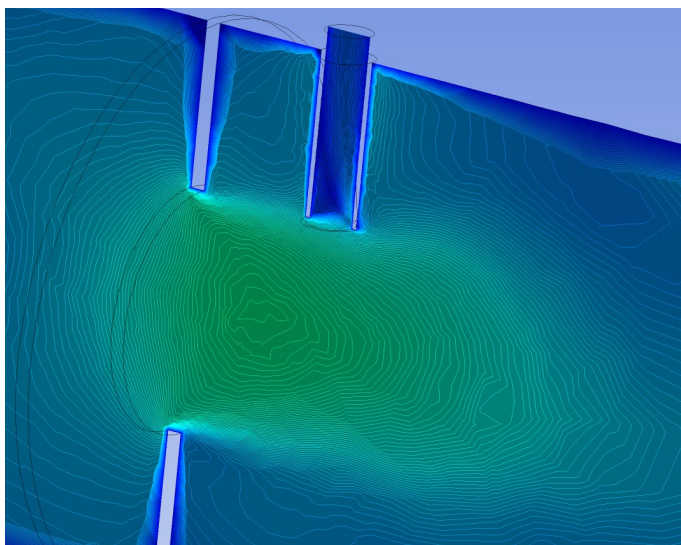


Figura 258. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

S'observa com l'aire que travessa el orifici no ha augmentat tant la velocitat com en passades proves realitzades. La figura 259 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

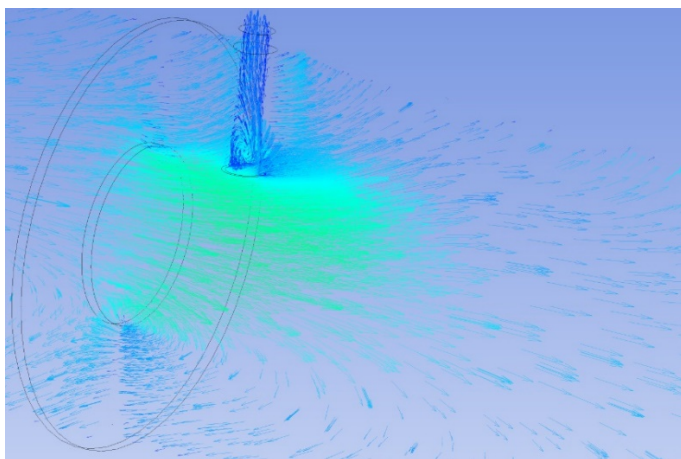


Figura 259. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

Es veu clarament com la distribució vectorial de les velocitats es molt menys densa que en proves anteriors, degut principalment a un diàmetre de gran dimensió que permet travessar l'orifici sense generar un venturi significatiu.

La figura 260 mostra el comportament quantitatiu del sistema.

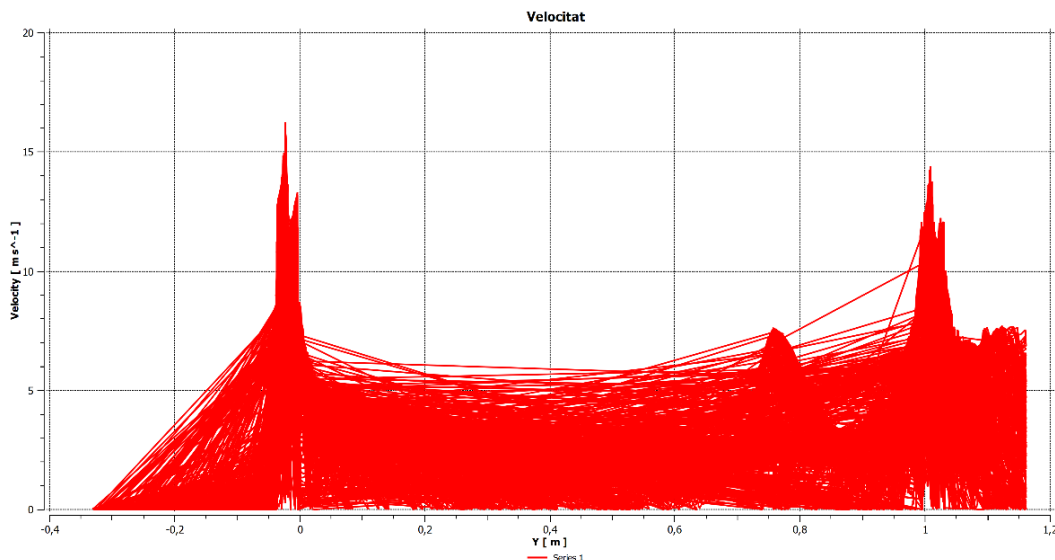


Figura 260. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

A la gràfica es pot veure com costa de distingir la posició del venturi degut al poc augment significatiu de la velocitat en comparació a altres posicions del tub. Numèricament aquestes velocitats corresponents al diàmetre de 50 mm estan representades a la figura 261.

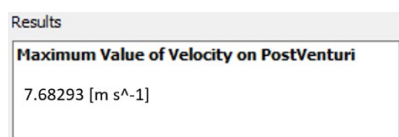


Figura 261. Velocitat màxima posterior al venturi.

La velocitat màxima a la sortida de l'orifici de 50 mm es de 7,68 m/s, 2 m/s inferior a l'última prova realitzada per 40 mm.

Aquesta última prova demostra, al igual que passa amb la concentració de les partícules en suspensió i les pressions, la disminució dels valors de velocitat conforme el diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi augmenta.

9.1.6.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 40 mm que entra al sistema correspon a la figura 262.

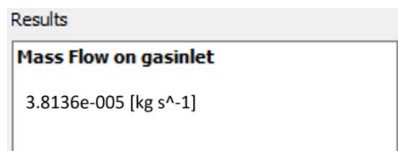


Figura 262. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El cabal màssic del gas dièsel per un diàmetre de 50 mm es de $3,8136 \cdot 10^{-5}$ kg/s. Es el valor de cabal màssic d'entrada de gas dièsel més baix fins ara obtingut. De la mateixa forma que la concentració de partícules en suspensió, la pressió i la velocitat s'han vist afectades, l'augment del diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi comporta una disminució directe del cabal màssic de gas dièsel que entra al sistema provinent del gas d'escapament.

La figura 263 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

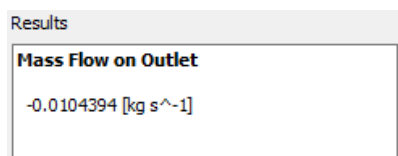


Figura 263. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

El resultat de 0,0104394 suposa un augment del cabal en relació a les proves anteriors.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions del diàmetre de 50 mm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,0100965 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000342893 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: $2,43454 \cdot 10^{-5}$ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: $3,4289 \cdot 10^{-7}$ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: $5,245 \cdot 10^{-8}$ kg/s.

L'última prova acaba de confirmar aquesta tendència natural decreixent del CO₂ i les partícules, paral·lela a la traçabilitat que té la concentració d'aquests elements. L'aire, al igual que totes les altres proves, té una evolució creixent.

9.1.6.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 3,40%. Finalment es pot comprovar com efectivament la dilució ha seguit una tendència descendent al llarg del augment progressiu del diàmetre de l'orifici que genera l'efecte venturi.

9.1.7 Comparativa de resultats entre diferents orificis

En aquest últim apartat el que es fa es analitzar i comparar l'evolució de la variació del diàmetre de l'orifici per les concentracions, pressió, velocitat, cabal màssic i dilució de l'aire i el gas dièsel d'entrada.

9.1.7.1 Concentracions a la sortida

Inicialment, es pot realitzar la taula 6 en funció dels diàmetres pels diferents orificis corresponents a les proves anteriorment realitzades.

Diàmetre (mm)	Concentració aire
5	0,813152
10	0,831605
20	0,861988
28,5	0,900229
30	0,909747
40	0,942454
50	0,967154

Taula 6. Concentració del aire a la sortida en funció del diàmetre dels orificis.

Per tal de veure més clarament com es aquesta evolució es realitza una gràfica basada en la taula, representada a la figura 264.

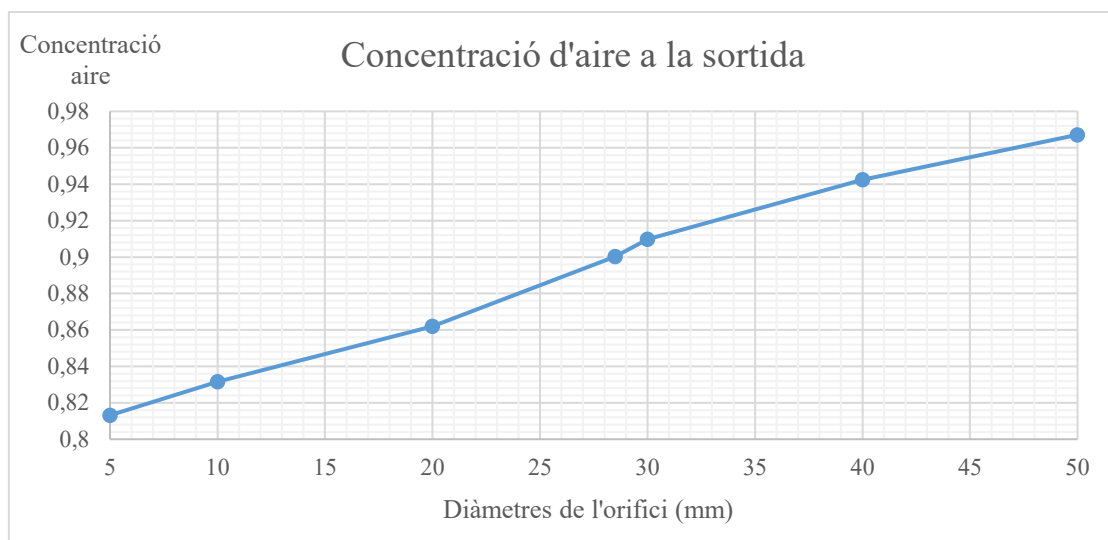


Figura 264. Gràfica de la concentració d'aire a la sortida en funció dels diàmetres de l'orifici.

A la gràfica es veu clarament com la presència de la concentració del aire conforme s'augmenta el diàmetre de l'orifici és cada cop més elevada. Tot i que segueix un increment progressiu mínimament

constant, existeixen certs punts com la diferència entre la concentració de 28,5mm (model de referència) i 30 mm que varien lleugerament la progressió continuista. El motiu pot ser molt divers, però principalment aquest tipus de problemàtiques venen propiciades per errors a l'hora de calcular certs paràmetres. Tot i aquest fet, la gràfica demostra que la variació del diàmetre afecta de forma directe a la presència de la concentració de l'aire a la sortida del sistema.

Si es fa l'estudi de la concentració del gas dièsel a la sortida es pot observar com és la concentració restant respecte l'aire, pel que té un comportament completament oposat, tal i com es veu a la taula 7.

Diàmetre (mm)	Concentració gas dièsel sortida
5	0,186848
10	0,168395
20	0,138012
28,5	0,099771
30	0,090253
40	0,057546
50	0,032846

Taula 7. Concentració del gas dièsel a la sortida en funció del diàmetre dels orificis.

Amb la taula es pot generar una gràfica representada a la figura 265 que permet observar més detalladament aquesta evolució decreixent inversament proporcional a la del aire.

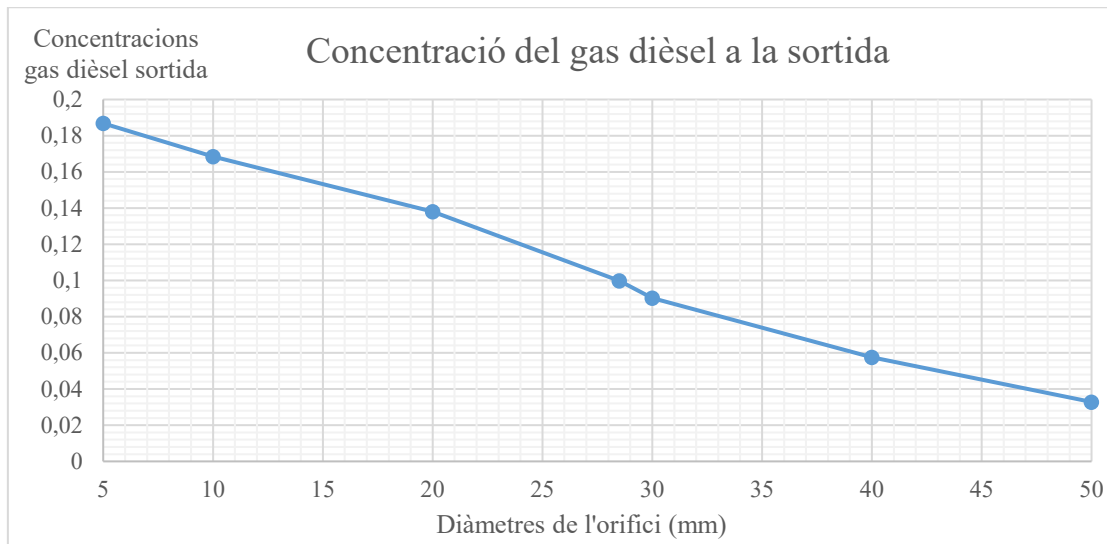


Figura 265. Gràfica de la concentració del gas dièsel a la sortida en funció dels diàmetres de l'orifici.

A la gràfica es pot veure aquesta evolució descendent de la presència de gas dièsel a la sortida del sistema conforme es produeix un augment progressiu del diàmetre del venturi. Posteriorment a l'apartat de cabals es podrà relacionar la dilució existent d'aquesta barreja per a les diferents proves realitzades.

També es pot considerar l'estudi del CO_2 , ja que igual que l'aire és una espècie principal i determinant a l'hora d'analitzar la composició de partícules pel sensor.

A la taula 8 es pot observar com és l'evolució del CO_2 al llarg de les proves amb diferents diàmetres de l'orifici.

Diàmetre (mm)	Concentració CO_2
5	0,01326621
10	0,011956045
20	0,009798852
28,5	0,00708374
30	0,00640796
40	0,0040858
50	0,002332066

Taula 8. Concentració de CO_2 en funció dels diàmetre dels orificis.

Aquesta taula serveix per elaborar una gràfica representada a la figura 266.

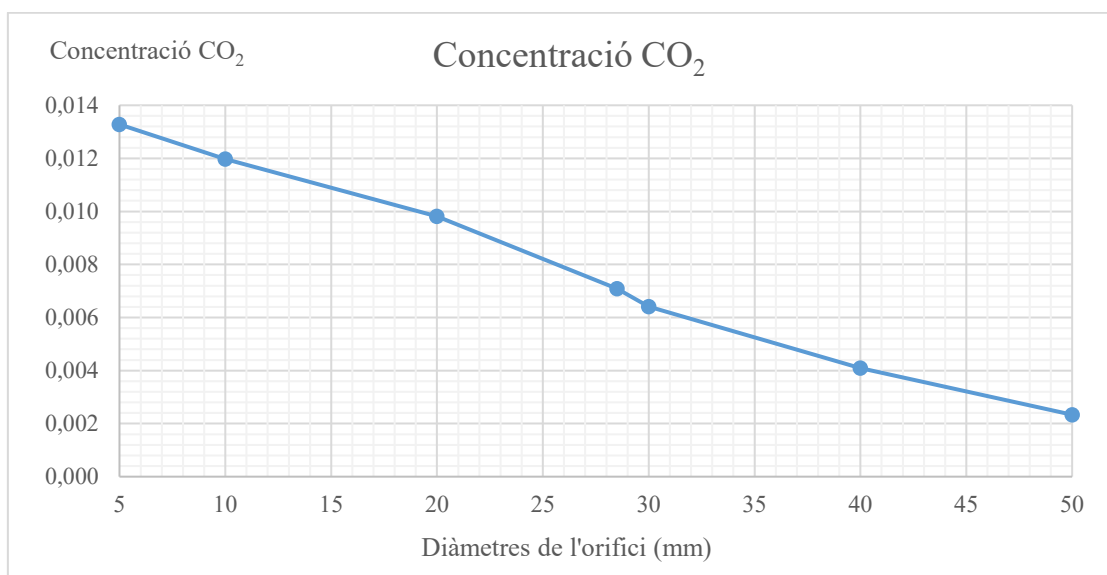


Figura 266. Gràfica de la concentració de CO_2 en funció dels diàmetres de l'orifici.

Es pot observar que contràriament al que passa amb la concentració del aire anterior, la concentració de CO_2 es veu constantment reduïda conforme s'augmenta el diàmetre de l'orifici que origina l'efecte venturi.

Per tal de focalitzar-ho més al interès d'aquest projecte s'ha calculat la concentració resultat de les espècies residuals a la sortida del sistema. Aquestes partícules, com ja s'ha explicat a la introducció del

primer apartat d'aquest capítol, són conformades per concentracions amb un percentatge al gas dièsel molt més reduït en comparació a les principals espècies que conformen la seva estructura molecular. Aquests components residuals són primàriament el CO, NO_x, PM, HC i Aldehyd. PM representa a les partícules en suspensió, que es una de les principals preocupacions de l'anàlisi d'aquest projecte. Abans d'aquest anàlisi però, s'ha de visualitzar com es l'afectació de la reducció de les concentracions del aire afecta a la composició d'aquestes espècies residuals entre les quals estan les partícules en suspensió. Es realitza la taula 9 per tal d'observar aquest comportament.

Diàmetre (mm)	Concentració espècies residuals
5	1,8685*10 ⁻⁶
10	1,6840*10 ⁻⁶
20	1,3801*10 ⁻⁶
28,5	9,9771*10 ⁻⁷
30	9,0253*10 ⁻⁷
40	5,7546*10 ⁻⁷
50	3,2846*10 ⁻⁷

Taula 9. Concentració de espècies residuals en funció dels diàmetres dels orificis.

La forma gràfica de la taula anteriorment mostrada correspon a la figura 267.

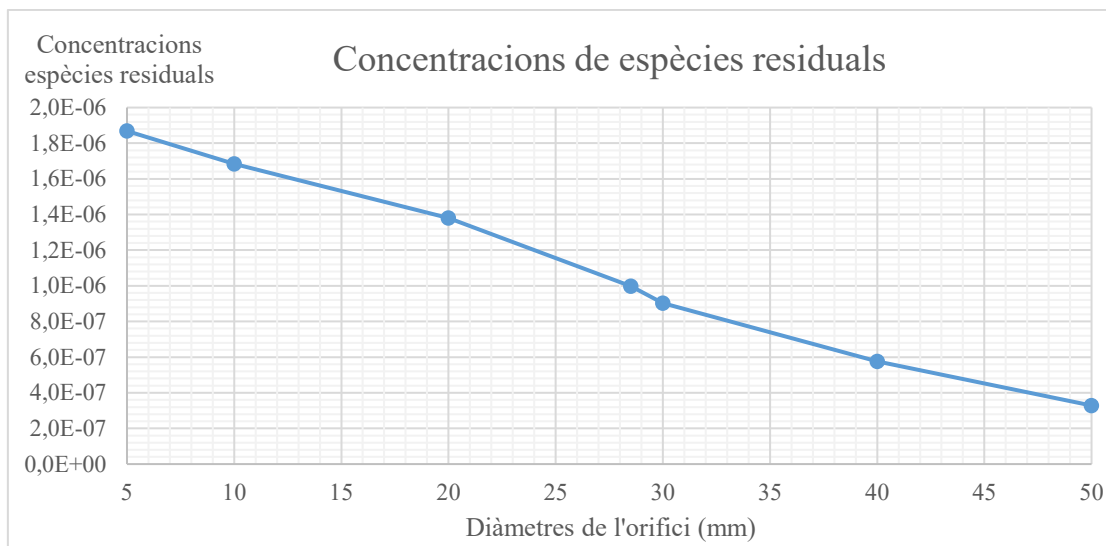


Figura 267. Gràfica de la concentració d'espècies residuals en funció dels diàmetres de l'orifici.

A la gràfica es pot observar una tendència oposada a la de les concentracions d'aire. La presència de les concentracions residuals disminueix conforme el diàmetre de l'orifici augmenta. L'explicació a aquest fenomen segurament es podrà observar amb més detall a les pressions, però bàsicament la depressió present per diàmetres més petits facilita una major entrada al sistema de gasos dièsel, reduint així la presència de la concentració de l'aire i augmentant la de les espècies residuals presents als fum dièsel.

Per veure si aquest comportament és igualment proporcional a les partícules en suspensió (PM), que són un dels objectius d'anàlisi d'aquest projecte, s'han realitzat un seguit de càlculs bàsics, representats a les equacions 9.1 i 9.2 del apartat 9.1.1.1, i repetits al llarg dels diferents diàmetres. Bàsicament el que es calcula és en base al percentatge d'aquestes partícules dintre dels fum dièsel, extrapolat al contingut que s'ha obtingut a la taula anterior per les espècies anomenades residuals pel seu reduït percentatge en comparació a altres substàncies presents al gas dièsel. Amb aquest percentatge i sabent la proporció de les concentracions de les espècies residuals, es pot obtenir les partícules en suspensió presents en el sistema estudiat. Suposa una simplificació d'altres elements físics que intervenen en la barreja que poden induir a error, però ve motivat per la dificultat, mitjançant UDF, que suposa l'anàlisi en temps de càlcul i error de la presència de concentracions tan reduïdes al sistema.

Els resultats obtinguts dels càlculs realitzats s'han plasmat a la taula 10, on es representen les concentracions de les partícules en suspensió en funció del diàmetre estudiat.

Diàmetre (mm)	Concentració partícules en suspensió
5	$2,8581 \cdot 10^{-7}$
10	$2,5758 \cdot 10^{-7}$
20	$2,1111 \cdot 10^{-7}$
28,5	$1,5261 \cdot 10^{-7}$
30	$1,3805 \cdot 10^{-7}$
40	$8,8024 \cdot 10^{-8}$
50	$5,0242 \cdot 10^{-8}$

Taula 10. Concentració de partícules en suspensió en funció dels diàmetres dels orificis.

La figura 268 representa l'evolució de les concentracions de les partícules en suspensió.

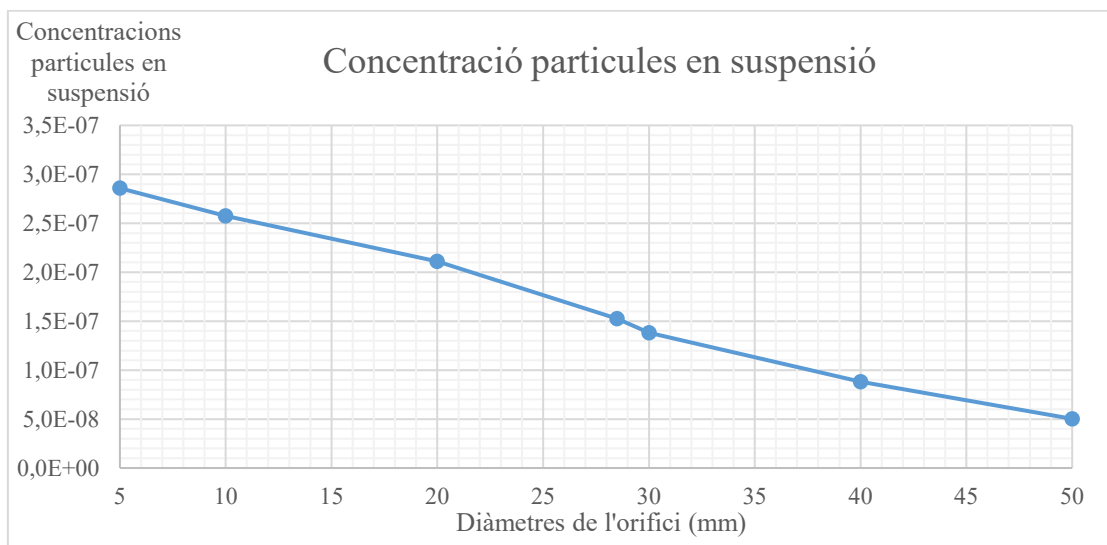


Figura 268. Gràfica de la concentració de partícules en suspensió en funció dels diàmetres de l'orifici.

Aquesta gràfica es de vital importància, ja que mostra l'evolució de les partícules en suspensió presents a l'orifici de sortida del sistema realitzat, prèvies a l'anàlisi del sensor de partícules. Es veu com l'evolució de la presència de partícules en suspensió es redueix conforme s'augmenta el diàmetre, fet clau per aproximar i adaptar aquest sistema, extrapolant les dades, a sensors de partícules ambientals limitats a una determinada capacitat de concentració, i que acostumen a ser més econòmics que sensors que permeten un rang d'anàlisi molt elevat.

La intenció inicial del projecte, i que s'ha hagut de modificar per motius externs al mateix, era la de comprovar experimentalment aquests diferents orificis, per tal d'adaptar-los a un sensor digital ambiental del que es disposava al laboratori, exposat a l'apartat 2.7.

Aquesta variació de diàmetres que fins a cert punt regulen l'entrada i presència de partícules en suspensió al sistema, permet no únicament adaptar-ho a multitud de sensors, sinó també establir patrons de filtratge de l'aire que podrien servir com a base d'estudis pròxims per tal de reduir la pròpia contaminació ambiental produïda per aquestes partícules contaminants.

9.1.7.2 Pressions a l'efecte venturi

Per tal d'analitzar les pressions és divideix en les pressions màximes prèvies existents abans de l'orifici, i les depressions (o pressions negatives) existents a les seccions posteriors a l'orifici que origina l'efecte venturi. S'ha registrat únicament els valors màxims de pressions i depressions per cada un dels diàmetres en la secció prèvia (pressions) i posterior (depressions).

La taula 11 representa les pressions màximes prèvies a l'orifici per els diferents diàmetres.

Diàmetre (mm)	Pressió màxima (Pa)
5	52,0475
10	72,1438
20	72,0316
28,5	47,5367
30	45,2546
40	33,8556
50	25,8453

Taula 11. Pressions màximes prèvies a l'orifici del venturi en funció dels diàmetres.

A partir de la taula es pot realitzar la gràfica corresponent representada a la figura 269.

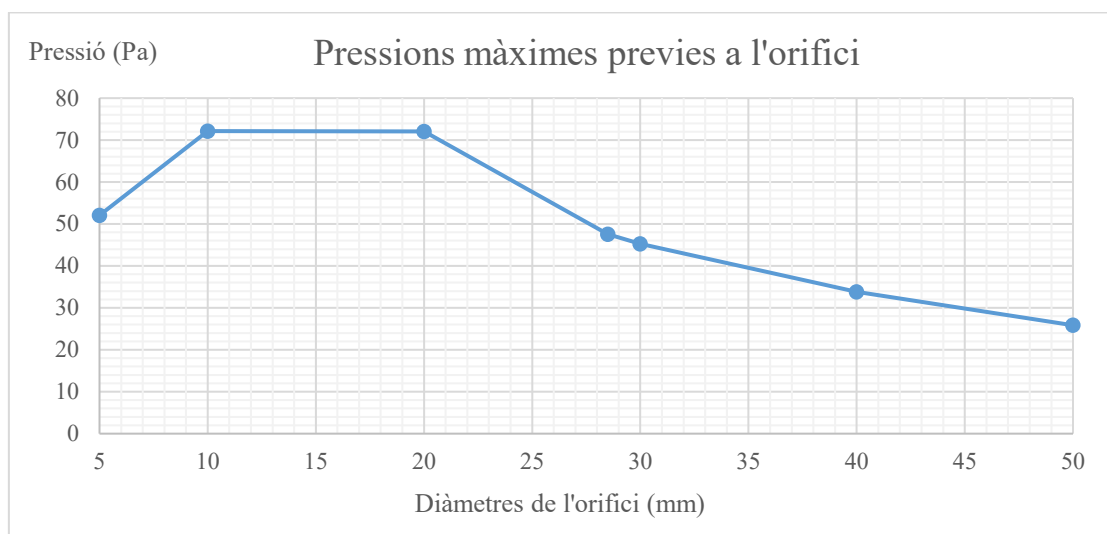


Figura 269. Gràfica de les pressions màximes previes a l'orifici en funció dels diàmetres.

Tal i com ja s'ha indicat, el primer valor del diàmetre de 5mm és erroni. Pot ser originat per un error de càlcul del procediment degut a la reducció brusca que suposa la presència d'un orifici tan reduït en comparació amb la mida del tub on circula l'aire. Exceptuant aquest valor inicial descordant, la tendència general de les pressions màximes és reduir-se conforme s'augmenta el diàmetre.

Tot i aquests valors, la dada més important de les pressions és la relacionada amb la depressió creada per l'orifici que origina l'efecte venturi del sistema, la qual ha d'afavorir l'entrada del gas dièsel. La taula 12 mostra aquests valors de depressions al llarg de les diferents proves modificant les mides dels diàmetres.

Diàmetre (mm)	Depressió mínima (Pa)
5	-92,8937
10	-85,1789
20	-62,1073
28,5	-61,3259
30	-57,4593
40	-34,9641
50	-19,2938

Taula 12. Depressió mínima prèvia a l'orifici del venturi en funció dels diàmetres.

La gràfica corresponent d'aquestes depressions es la representada a la figura 270.

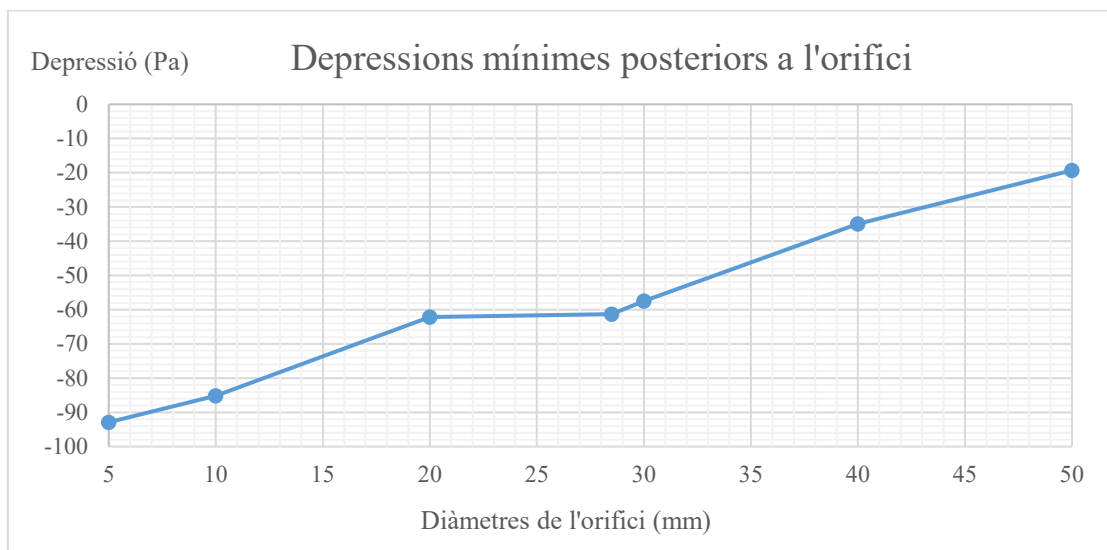


Figura 270. Depressions mínimes posteriors a l'orifici en funció dels diàmetres.

La gràfica mostra clarament una progressió descendent de les depressions conforme els diàmetres augmenten la seva mida. Dit d'altra manera, les pressions negatives originades per l'efecte venturi posterior a l'orifici tendeixen a reduir el seu valor conforme el diàmetre augmenta.

Aquests resultats són molt importants, ja que la depressió originada pel venturi determina la quantitat de gas que es permet introduir al sistema, i amb ell, la concentració de partícules en suspensió que el sensor posterior al sistema analitzarà. Com ja s'ha deixat entreveure a l'apartat anterior durant l'estudi de les concentracions, demostra la relació evident entre la depressió ocasionada i la concentració de partícules en suspensió. Això permet, fer la funció de regulador a través de la mida dels orificis, controlant la depressió causada per tal de limitar o permetre una major o menor presència de gas dièsel al sistema.

Existeix un últim anàlisi, que tot i redundant, ajuda a unificar aquests dos valors de pressions. Aquest estudi és el de la variació de les pressions, originari al moment previ a l'orifici fins la depressió màxima originada amb posterioritat, per cada un dels diàmetres. La taula 13 mostra aquests valors.

Diàmetre (mm)	Variació de pressions (Pa)
5	144,9412
10	157,3227
20	134,1389
28,5	108,8626
30	102,7139
40	68,8197
50	45,1391

Taula 13. Variació de pressions entre la secció prèvia i posterior a l'orifici del venturi.

Amb els valors obtinguts d'aquesta taula es pot realitzar el gràfic d'evolució de les variacions de pressions al sistema, tal i com es veu a la figura 271.

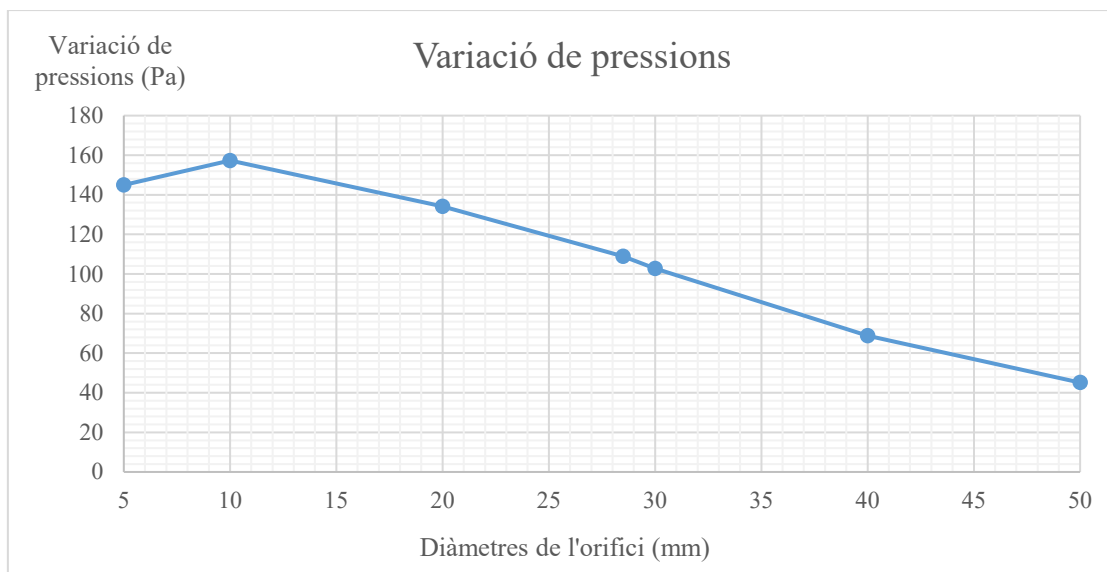


Figura 271. Gràfica de variació de pressions a les secció prèvia i posterior de l'orifici.

Al dependre numèricament de les altres dues gràfiques, l'error produït a les pressions màximes per 5mm s'arrossega també aquí. Les posteriors proves amb diàmetres, si que representen el que s'havia visualitzat anteriorment. Al produir-se un augment del diàmetre, la variació de les depressions del moment previ a l'entrada a l'orifici respecte el de sortida, és redueix proporcionalment. Això suposa que tot i que s'augmenti la pressió prèvia a l'orifici del venturi, la seva depressió posterior en comparació a la pressió prèvia seguirà sent més significativa mentre l'augment del diàmetre de l'orifici es segueixi produint.

9.1.7.3 Velocitat a l'efecte venturi

Per tal d'analitzar els resultants de les velocitats màximes al venturi al llarg de les diferents proves, a l'igual que s'ha realitzat amb les concentracions i pressions, s'han de visualitzar els resultats d'aquestes velocitats pels diferents diàmetres, tal i com es veu a la taula 14.

Diàmetre (mm)	Velocitat màxima (m/s)
5	14,78537
10	14,47431
20	14,22576
28,5	12,84629
30	12,40483
40	9,74973
50	7,68293

Taula 14. Velocitats màximes al venturi en funció dels diàmetres.

La taula permet realitzar el gràfic de la velocitat màxima per cada un dels diferents diàmetres, representat a la figura 272.

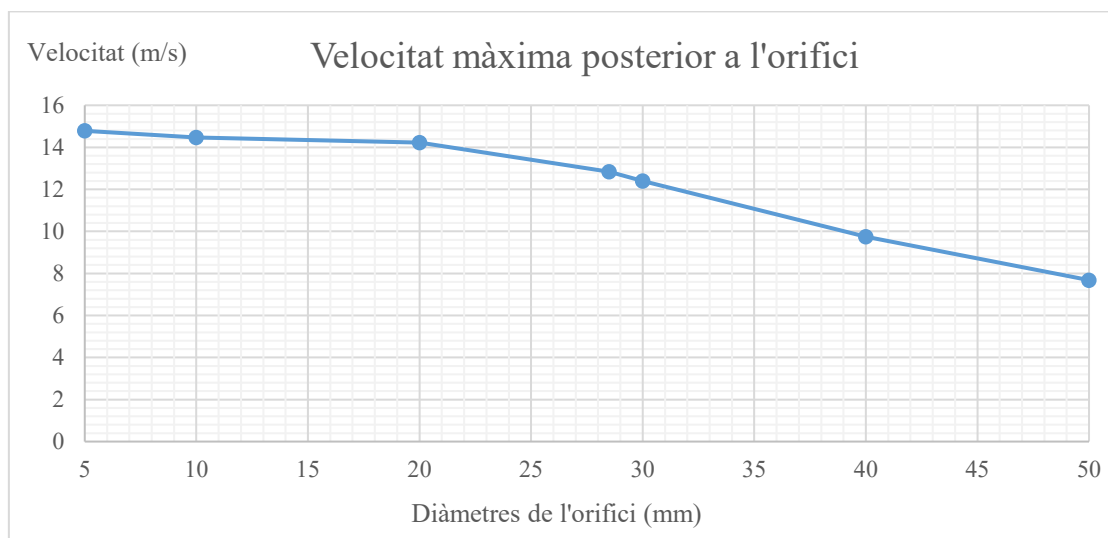


Figura 272. Gràfica de velocitats màximes a l'orifici en funció dels diàmetres.

Observant la gràfica es pot veure un comportament ja recurrent en l'anàlisi previ de pressions o cabal. L'augment del diàmetre suposa una reducció de la velocitat. La dependència entre la velocitat i la pressió en aquest cas es absoluta. L'efecte venturi genera una disminució de la velocitat quan el diàmetre de l'orifici s'eixampla. Destacar un possible error de càlcul a de velocitats als diàmetres de 5 i 10 mm, els quals no segueixen el comportament de les altres proves. D'igual manera que anteriors errors descrits, la precisió d'aquest tipus de programa no es perfecta, i depèn en gran mesura de com ha realitzat la

resolució, i si hi ha hagut possibles divergències numèriques hagin resultat en errors de càlcul. Cal destacar que aquests errors tendeixen a ocórrer en els diàmetres més reduïts, on es produeix un efecte venturi més significatiu, facilitant la presència d'errors per divergència durant la resolució.

9.1.7.4 Cabal màssic

L'estudi numèric del cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema es veu representat a la taula 15.

Diàmetre (mm)	Cabal màssic gas dièsel a l'entrada (kg/s)
5	0,000432912
10	0,000404036
20	0,000344246
28,5	0,000172469
30	0,000116947
40	0,000082323
50	0,000038136

Taula 15. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

A l'igual que s'ha realitzat al llarg dels apartats anteriors, es crea una gràfica, corresponent a la figura 273, que exemplifica l'evolució del cabal al llarg de les diverses proves.

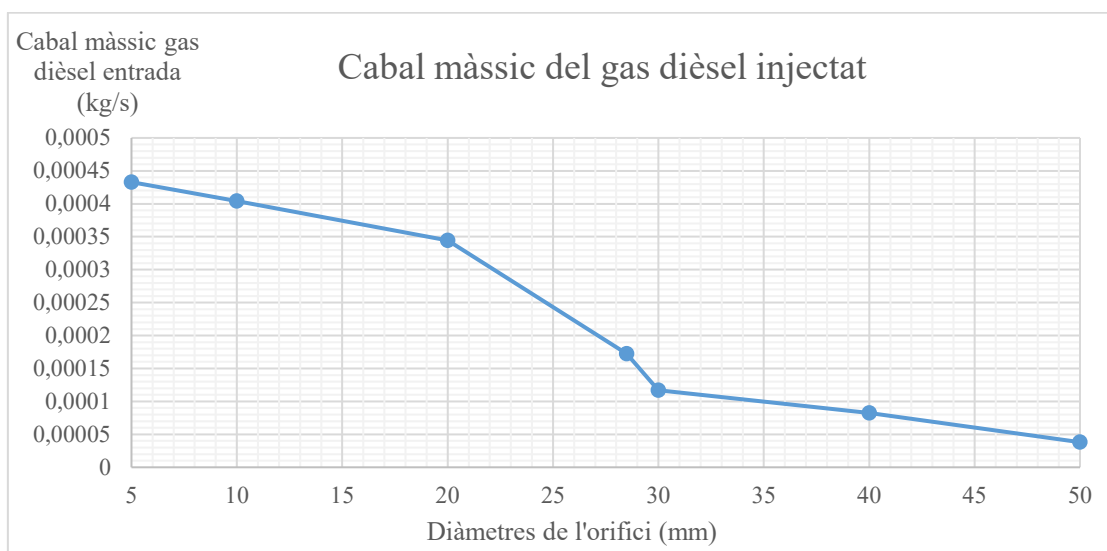


Figura 273. Cabal màssic del gas dièsel injectat al sistema en funció del diàmetres de l'orifici.

El gràfic resultant exemplifica i corrobora els comportaments anteriorment mencionats. Amb l'augment de la mida dels orificis, la quantitat de cabal màssic del gas dièsel que entra al sistema es redueix progressivament. Si ve la gràfica no es completament progressiva, es comprensible degut a uns resultats

amb valors molt reduïts, els quals tenen dificultat de ser correctament identificats si no hi ha una convergència absoluta de tots els residus inferiors al 10^{-6} , fet que no es produeix en les proves realitzades.

El cabal màssic del gas dièsel injectat es redueix a l'augmentar la mida dels diàmetres que afecta directament al valor de concentracions de partícules en suspensió anteriorment exposades, ja que la proporció entrant serà també més reduïda. Aquesta reducció del cabal i concentració és principalment provocada per la reducció de les depressions originades a la injecció del gas que afavoreixen l'entrada i barreja del gas dièsel amb l'aire circulant al tub. Aquesta disminució afecta directament a les velocitats i recorregut de l'aire i la barreja al llarg del tub.

Existeix dons una interdependència clara entre les diverses variables que afecten al sistema, i que únicament amb la variació del diàmetre de l'orifici que provoca l'efecte venturi es poden arribar a regular. Aquesta regulació de l'entrada del cabal màssic del gas permet adaptar el sistema a multitud de sensors de partícules de diferents models i capacitats.

Si es focalitza l'estudi a la sortida del sistema, en la barreja d'aire i gas dièsel produïda amb posterioritat a l'orifici, s'obté la taula 16.

Diàmetre (mm)	Cabal màssic barreja a la sortida sistema (kg/s)
5	0,000637381
10	0,00133116
20	0,00374627
28,5	0,00647561
30	0,00674561
40	0,0089677
50	0,0104394

Taula 16. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

En ella es pot observar la tendència ascendent conforme s'augmenta l'orifici, tal i com ja s'ha intuït a la primera prova en comparació amb el cabal de referència.

La gràfica corresponent a la figura 274 mostra aquesta tendència de forma més clarificadora.

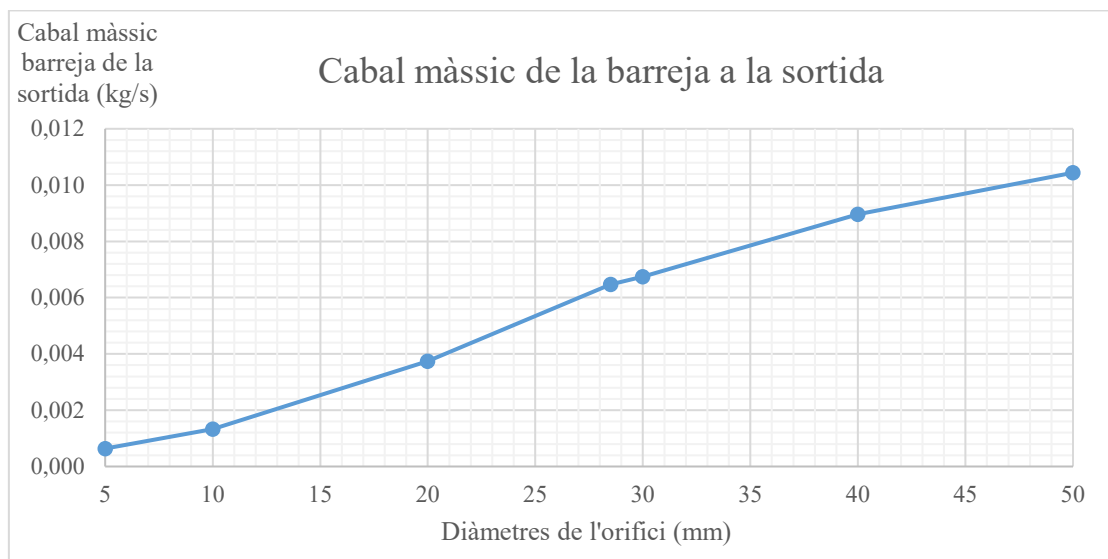


Figura 274. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema en funció del diàmetre de l'orifici.

Efectivament aquesta tendència és clarament ascendent. Molts sensors venen limitats per la capacitat màxima de cabal màssic a analitzar, pel que factor serà determinant per a que una empresa pugui adaptar els sensors, dels que ja disposen, al sistema creat.

L'estudi dels cabal màssic de l'aire a la sortida del sistema, es veu representat a la taula 17.

Diàmetre (mm)	Cabal màssic aire sortida (kg/s)
5	0,000518288
10	0,00110699
20	0,00322924
28,5	0,00582953
30	0,00613680
40	0,00845166
50	0,0100965

Taula 17. Cabal màssic de l'aire de la barreja a la sortida.

El gràfic corresponent a l'aire es veu exemplificat a la figura 275.

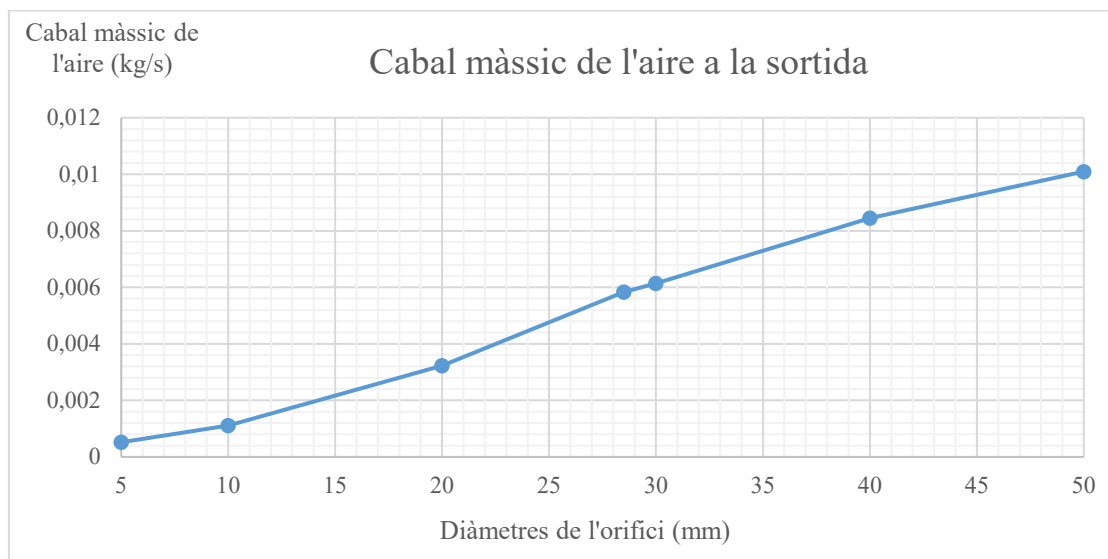


Figura 275. Cabal massic de l'aire a la sortida del sistema en funció del diàmetre de l'orifici.

El comportament del cabal massic de l'aire al sistema és molt pròxim al cabal total de la barreja. Això es deu a que una gran part de concentració d'aquesta barreja està formada per aire.

Es pot observar també a la taula 18, el cabal massic del gas dièsel present a la sortida, el qual es reitera, no s'ha de confondre amb el gas dièsel injectat que entra al sistema.

Diàmetre (mm)	Cabal massic gas dièsel sortida (kg/s)
5	0,00011909
10	0,00022416
20	0,00051703
28,5	0,00064608
30	0,00060881
40	0,00051606
50	0,00034289

Taula 18. Cabal massic del gas dièsel de la barreja a la sortida.

Amb la gràfica corresponent a la figura 276 es podrà observar la tendència del cabal màssic dièsel a la sortida.

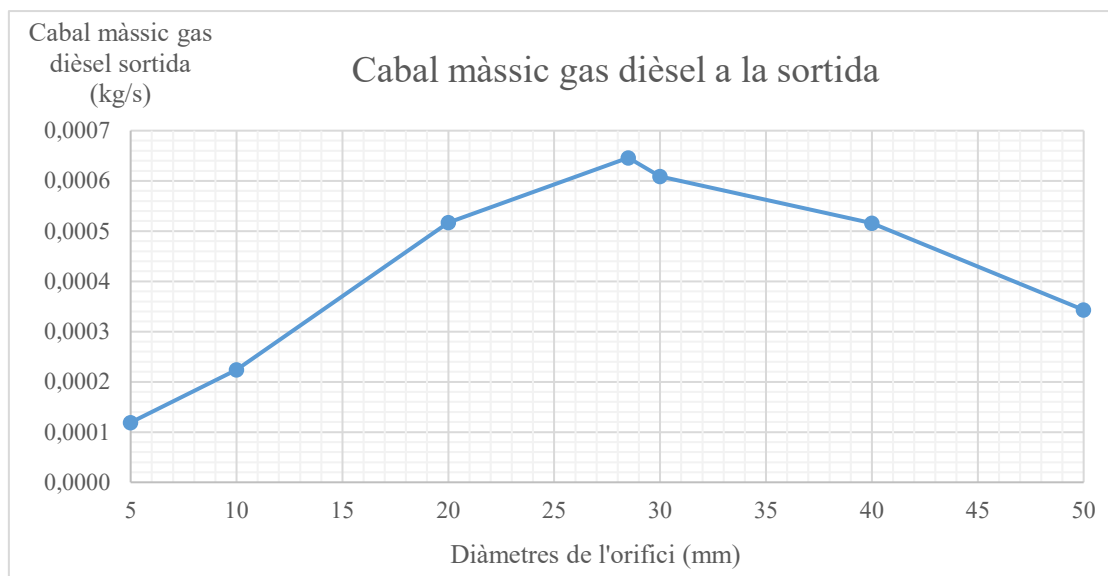


Figura 276. Cabal màssic de l'aire a la sortida del sistema en funció dels diàmetres de l'orifici.

És interessant explicar el comportament que es produeix en aquest cabal en particular. El primer que sorprèn és el fet de que no disminueixi primerament el cabal màssic del gas, sinó que augmenti fins al diàmetre de 28,5 mm a l'igual que el cabal de l'aire tot i ser la concentració restant de la barreja. A partir del diàmetre de 28,5 mm cap endavant, passa seguir una tendència descendent, pròpia del que s'hauria pressuposat inicialment pel cabal del gas dièsel. Això bé originat del fet que tot i que els cabals totals de la barreja (aire+gas dièsel) a la sortida són idèntics i ascendents, la concentració del gas dièsel disminueix conforme s'augmenta la mida dels diàmetres, a diferència del que passa amb l'aire. Els primers diàmetres inicials (5, 10, 20 i 28,5mm), tot i tenir unes concentracions descendents, la quantitat total del cabal màssic segueix essent ascendent degut al augment significatiu del cabal màssic general present a la barreja, principalment influenciat per l'aire. A partir dels 28,5 mm, tot i que el cabal total de la barreja segueix essent ascendent, la constant disminució de la concentració específica del gas dièsel, acaba originant un balanç del cabal màssic específic del gas dièsel a la sortida decreixent. El resultat d'aquest procés es la gràfica mostrada anteriorment, la qual pot induir a confusió si no s'explica correctament.

Per tal de veure l'evolució d'altres espècies al llarg de les proves per diferents diàmetres, es pot observar la taula 19, que representa l'evolució del CO₂.

Diàmetre (mm)	Cabal màssic CO ₂ (kg/s)
5	8,45563E-06
10	1,59154E-05
20	3,67091E-05
28,5	4,58715E-05
30	4,32256E-05
40	3,664E-05
50	2,43454E-05

Taula 19. Cabal màssic de CO₂ de la barreja a la sortida del sistema.

El gràfic corresponent a aquesta taula, per tal de veure més clarament aquesta evolució, es veu representat a la figura 277.

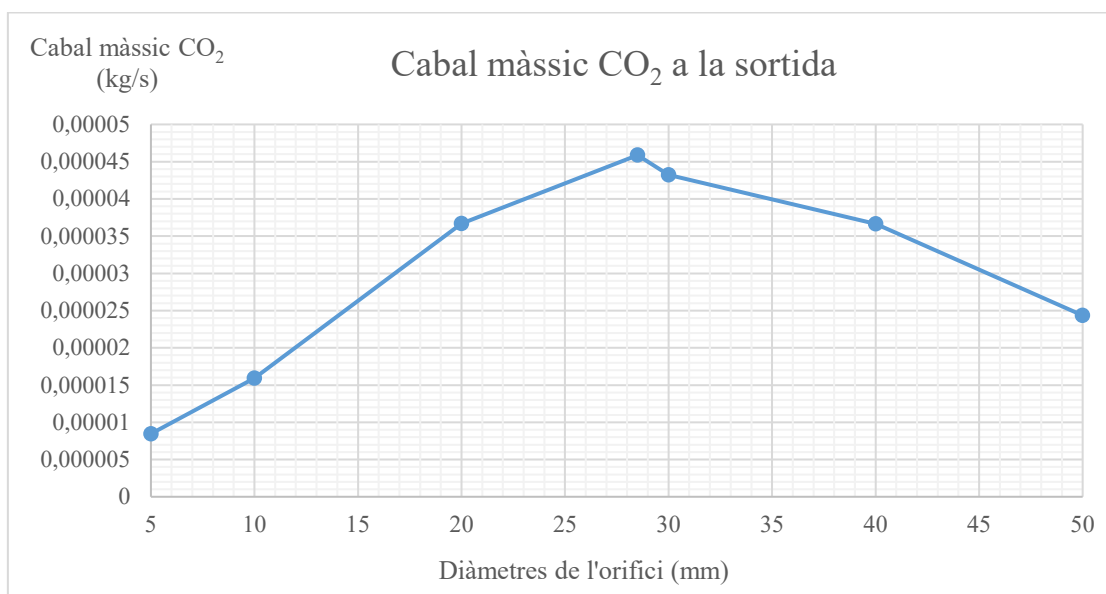


Figura 277. Cabal màssic del CO₂ a la sortida del sistema en funció del diàmetres de l'orifici.

El comportament del CO₂, al igual que passarà amb les espècies residuals o les partícules en suspensió seguiran una evolució idèntica al gas dièsel, ja que són directament proporcionals al cabal màssic de gas dièsel present al sistema, al formar part de la composició d'aquest.

A la taula 20, es pot observar la variació del cabal màssic de les espècies residuals conforme s'augmenta progressivament el diàmetre de l'orifici que origina el venturi.

Diàmetre (mm)	Cabal màssic espècies residuals (kg/s)
5	1,1909E-09
10	2,2416E-09
20	5,1703E-09
28,5	6,4608E-09
30	6,0881E-09
40	5,1606E-09
50	3,4289E-09

Taula 20. Cabal màssic de les partícules residuals de la barreja a la sortida del sistema.

La representació gràfica d'aquesta taula es veu plasmada a la figura 278.

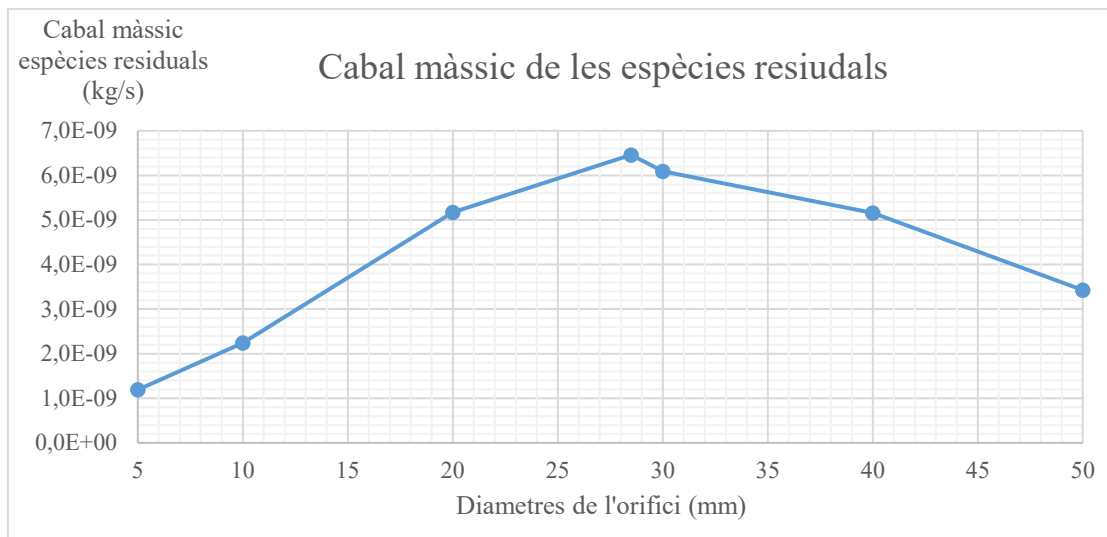


Figura 278. Cabal màssic de les espècies residuals a la sortida del sistema en funció del diàmetres de l'orifici.

Al igual que passava amb el gas dièsel i el CO₂ les espècies residuals segueixen un comportament molt semblant. Degut a la disminució progressiva de les concentracions de les espècies residuals, tot i l'augment consolidat del cabal total a la sortida, a partir del diàmetre de 28,5 mm, la reducció del cabal específic d'aquests espècies també es fa efectiva.

La taula 21 mostra l'evolució del cabal de les partícules en suspensió conforme s'incrementa el diàmetre de l'orifici.

Diàmetre (mm)	Cabal màssic partícules en suspensió (kg/s)
5	1,8217E-10
10	3,4288E-10
20	7,9087E-10
28,5	9,8826E-10
30	9,3126E-10
40	7,8938E-10
50	5,2450E-10

Taula 21. Cabal màssic de les partícules en suspensió de la barreja a la sortida del sistema.

D'aquesta taula s'elabora la gràfica representada a la figura 279 que facilita el seu estudi.

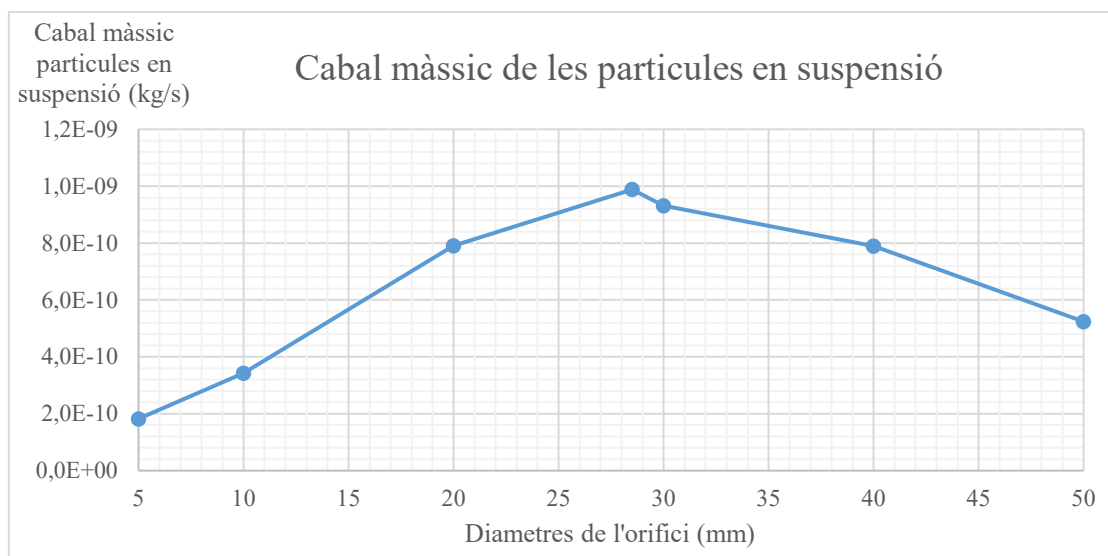


Figura 279. Cabal màssic de les partícules en suspensió a la sortida del sistema en funció del diàmetre de l'orifici.

Segueixen un comportament idèntic al gas dièsel, CO₂ o a les espècies residuals. Això es deu a que totes aquestes espècies conformen diferents concentracions del gas dièsel injectat al sistema, a diferència del aire propi del fluid impulsat de l'exterior pels ventiladors, suposant un comportament proporcional a la seva concentració dintre del gas dièsel. Aquestes partícules, especialment importants per l'estudi d'aquest projecte, suposen l'espècie de menor concentració estudiada, pel que lògicament el seu cabal serà el menor.

9.1.7.5 Dilució de la barreja

La dilució en aquest apartat fa referència a l'evolució de la diferència entre el cabal màssic de gas dièsel (solut) i l'aire (dissolvent), conforme es modifiquen els diàmetres de l'orifici que origina l'efecte venturi, que afectarà de forma directe a la quantitat de gas dièsel injectat al sistema.

Amb els cabals màssics de l'aire i el gas dièsel, s'ha calculat per a cada prova el percentatge de dilució específic que s'ha produït, tal i com es pot observar a la taula 22.

Diàmetre (mm)	Dilució percentual del gas dièsel a l'aire (%)
5	22,98
10	20,25
20	16,01
28,5	11,08
30	9,92
40	6,11
50	3,40

Taula 22. Dilució percentual del gas dièsel a l'aire en funció dels diàmetres de l'orifici.

Conforme s'augmenta la mida del diàmetres, la dilució del gas dièsel a l'aire es veu reduïda, degut principalment a la disminució de la presència de gas dièsel al sistema originada per l'ampliació de la d'aquests diàmetres, i a l'hora, de forma secundària, per una presència major d'aire al sistema gràcies a una reducció del bloqueig d'aire originat per l'orifici.

S'observa com els rangs de dilució de la barreja resultant a la sortida del sistema van de 23% al 3,4%, suficients per a les sensibilitats dels sensors ambientals.

Per tal de veure gràficament com evoluciona la dilució s'ha generat la gràfica corresponent a la figura 280 mostrada a continuació.

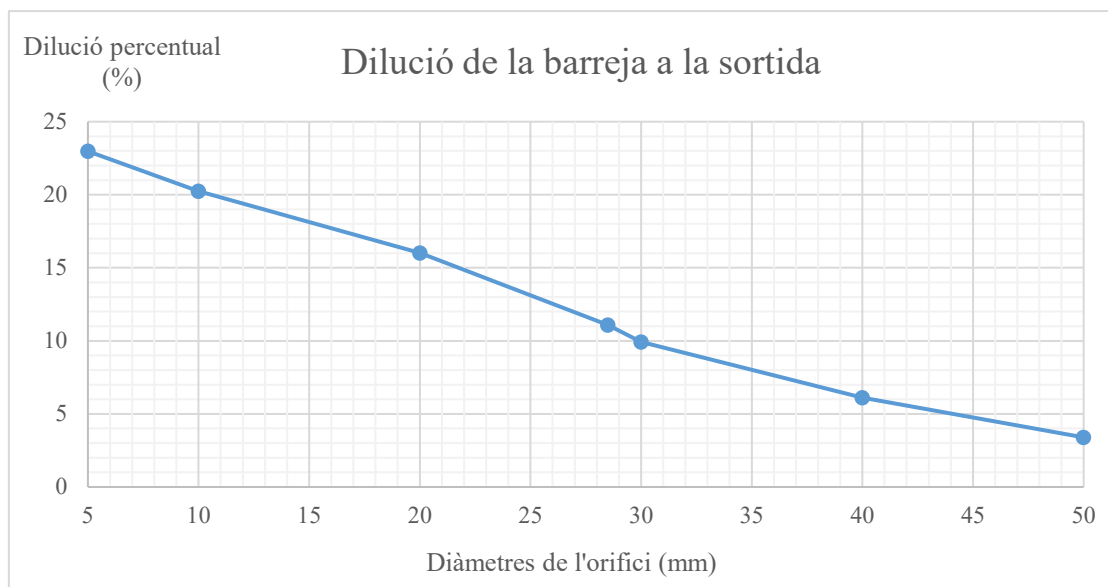


Figura 280. Dilució percentual del gas dièsel a l'aire en funció dels diàmetres de l'orifici.

Tal i com ja s'havia vist a l'última prova, es produeix una disminució constant i progressiva de la dilució del gas a l'aire conforme s'augmenta el diàmetre. Això permet observar quina quantitat de gas dièsel respecte l'aire que circula al sistema, s'ha permès injectar a través de la regulació de l'orifici que genera l'efecte venturi, facilitant a les empreses visualitzar i controlar si les capacitats dels seus sensors ambientals permeten aquesta dilució.

9.2 Variació de la velocitat rotacional dels ventiladors

Les proves i equacions per les diferents velocitats realitzades a continuació basen en el càlcul matemàtic realitzat a l'apartat 9.1.1. Les velocitats rotacionals seleccionades seran 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 i 6000 rpm. Tres velocitats inferiors i tres superiors respecte el valor de referència de 3200 rpm utilitzat fins ara. Aclarir que tot i que el ventilador experimental que inicialment s'havia considerat no pot funcionar per rangs de velocitats superiors als 3200 rpm, s'ha tingut present aquestes proves. Degut a que per motius externs no s'ha pogut realitzar experimentalment, s'ha volgut abastar per un rang de velocitats més ampli que permeti analitzar l'afectació de la velocitat de forma més detallada, sense veure's limitat per un rang d'actuació d'un model experimental del qual no es pot disposar dels resultats.

9.2.1 Velocitat rotacional de 1000 rpm

La figura 281 mostra els residus de les iteracions obtingudes durant el càlcul.

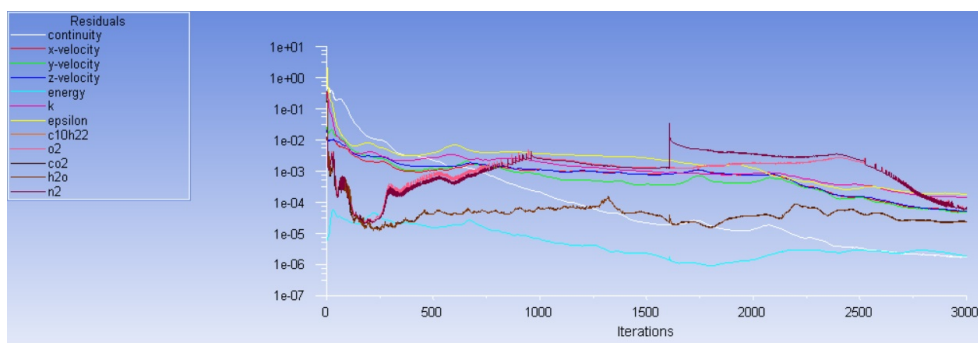


Figura 281. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Es pot observar com la distribució dels residus, la evolució al llarg de les iteracions és força diferenciada respecte les proves realitzades al variar el diàmetre de l'orifici. Centrant-nos en l'estabilització dels residus, s'observa que tan l'energia com l'equació bàsica de continuïtat arriben a valors inferiors als 10⁻⁵ estipulats com a convergència, mentre que els altres paràmetres s'estabilitzen de forma clara a uns valors superiors.

9.2.1.1 Concentracions a la sortida

Seguint la mateixa estructura d'exposició de resultats del apartat 9.1.1, s'iniciarà amb els resultats corresponents a la concentració de sortida tan per l'aire, com per les principals espècies del gas dièsel, representades a la figura 282 i 283 respectivament.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Air on Outlet	
	0.975451

Figura 282. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	
	0.001742979
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	
	0.018460848
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	
	0.00368235
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	
	0.000638274

Figura 283. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

Es veu com l'afectació en comparació als valors de 3200 rpm que es tenen de referència, ha suposat un canvi significatiu. La concentració del aire als 3200 rpm és de 0,900229, tal i com es veu a la figura 143 del apartat 8.6.5, mentre que la velocitat de 1000 rpm es força superior amb valors de 0,975451. Un canvi semblant es produeix, com es lògic, a les concentracions restants de les principals espècies que componen el gas dièsel, així com a les partícules en suspensió.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per una velocitat rotacional del ventilador de 1000 rpm és de $2,4549 \cdot 10^{-7}$.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió per la velocitat rotacional del ventilador de 1000 rpm es de $3,7551 \cdot 10^{-8}$.

Realitzant aquest procediments pels valors de referència a 3200 rpm veiem que la proporció de espècies residuals es de $9,9771 \cdot 10^{-7}$, i el de les partícules en suspensió que interessa especialment per aquest projecte, es de $1,5261 \cdot 10^{-7}$. Comparant els valors obtinguts a 1000 rpm en aquest apartat es pot pressuposar que conforme s'augmenti la velocitat rotacional en posteriors proves, la concentració a la sortida tan d'espècies residuals com de les partícules en suspensió haurà d'augmentar progressivament. Es veurà si segueix aquests paràmetres en futurs càlculs.

9.2.1.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici per una velocitat rotacional de 1000 rpm i entrada posterior del gas dièsel al sistema està representat a la figura 284.

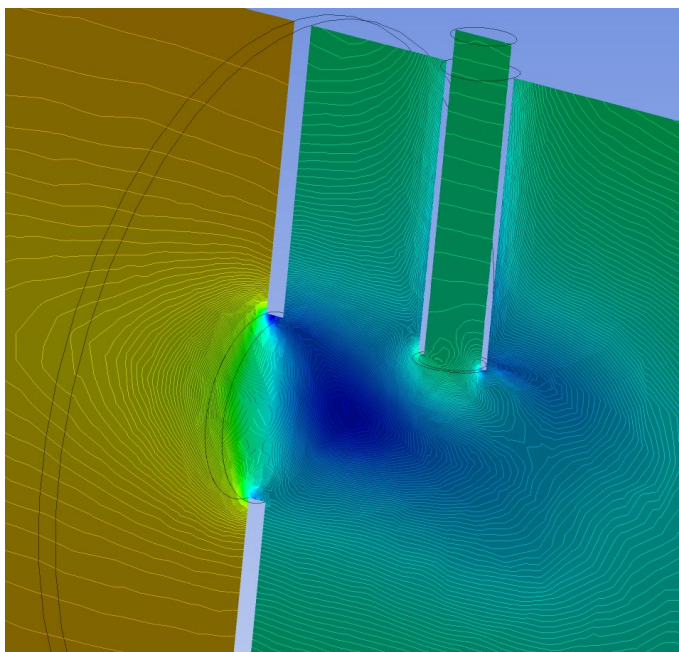


Figura 284. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

Si es compara qualitativament la depressió originada amb posterioritat a l'orifici, s'observa com no es una depressió massa elevada. Es pot comparar amb el valor de referència de 3200 rpm, on es veu clarament que la depressió mínima abasta una major superfície. També s'observa com aquesta depressió mínima no arriba a afectar totalment el punt d'injecció del gas a través del tubet, fet que suposarà una disminució de la presència del gas dièsel al sistema degut al bloqueig per elevades pressions a l'aire circulant, reduint també la quantitat de partícules en suspensió que es volen analitzar a l'interior del sistema.

La pressuposició és que conforme s'augmenti la velocitat rotacional, aquesta depressió també augmentarà. Les posteriors proves confirmaran o desmentiran aquesta afirmació. No s'inclouran les llegendes, al igual que s'ha fet a l'apartat anterior pels diàmetres, ja que degut a les diferències de pressions tan pronunciades, les llegendes no permeten visualitzar quantitativament de forma correcta les pressions existents en aquest punt.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema per una velocitat rotacional de 1000 rpm, correspon a la figura 285. Cal focalitzar l'estudi a la posició de 0,75 m respecte l'eix Y, que es on esta situat l'orifici que genera el venturi.

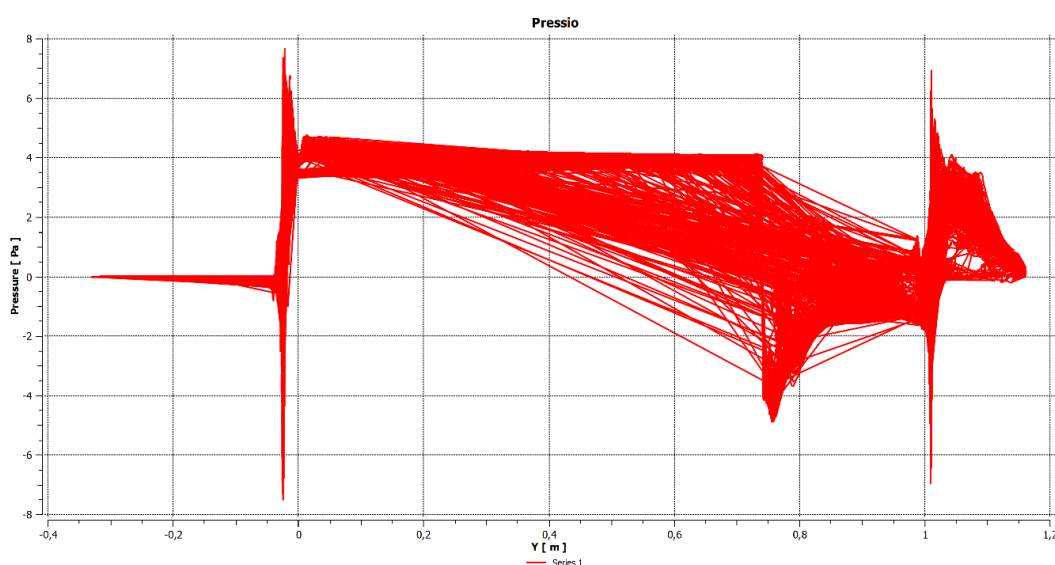


Figura 285. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

Veiem a la gràfica com les pressions màximes i les depressions mínimes són relativament petites comparat amb el valor de referència a 3200 rpm. Això evidencia com de determinant és el fet de modificar la velocitat rotacional del ventilador. Destacar també com s'ha produït un descens de la pressió d'aproximadament 0,5 Pa des de la posició de sortida del ventilador d'entrada fins a la posició on es situa el orifici que contraurà l'aire.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 286.

Results	
Maximum Value of Pressure on PreVenturi	
4.12762 [Pa]	
Minimum Value of Pressure on PostVenturi	
-2.40316 [Pa]	

Figura 286. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Numèricament els resultats d'aquestes dues seccions prèvies i posteriors a l'orifici exemplifiquen la petita diferència generada per l'orifici a l'hora d'analitzar la pressió. Per fer-se una idea de la diferència de valors amb 3200 rpm, que es la velocitat del model utilitzat com a referència, la pressió prèvia es de 47,5 Pa i la depressió de -61 Pa, és a dir, una diferència de pressions aproximada de 109 Pa, mentre que aquesta variació per 1000 rpm és únicament de 6,5 Pa. Seguint aquest patró es podrà suposar que per següents velocitats més elevades, la diferència de pressió, i per tan els màxims de pressions previs i els mínims de depressions, seran més elevats.

9.2.1.3 Velocitat a l'efecte venturi

A diferència del que passava amb la variació dels diàmetres, que suposa una variació geomètrica amb una afectació directe no únicament als valors, sinó al recorregut del propi fluid, la variació de la velocitat rotacional afecta principalment als valors obtinguts. En el cas de la variació d'aquestes velocitats, proporcionals a la velocitat del fluid a l'orifici, suposa que el recorregut de l'aire serà pràcticament idèntic, però amb uns valors de velocitats diferencials en funció a l'augment de la velocitat de rotació del ventilador. Això significa que l'anàlisi qualitatiu que s'observarà, implicarà una distribució de velocitats pràcticament idèntiques amb colors diferenciats, ja que el seu recorregut serà el mateix però per un valor superior de velocitats lineals.

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova de velocitat rotacional de 1000 rpm es veu representada en la figura 287.

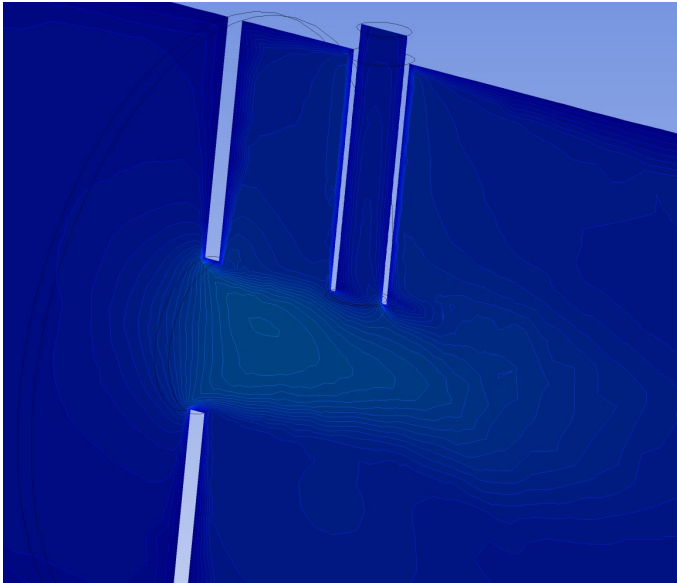


Figura 287. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

L'augment de la velocitat lineal un cop s'ha produït la reducció dràstica de l'orifici per on circula l'aire no és molt significativa. S'ha de tenir present i recordar que aquesta primera prova té una velocitat força reduïda determinada pels 1000 rpm del ventilador d'entrada, i posteriorment 1000 rpm al ventilador de sortida. Tot i aquesta reduïda velocitat l'afectació d'un cert augment de la velocitat arriba fins al punt on està situat la injecció del gas, pel que es veurà afectat per aquest augment de la velocitat. Per veure de forma més precisa les velocitats dels fluids, a la figura 288 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

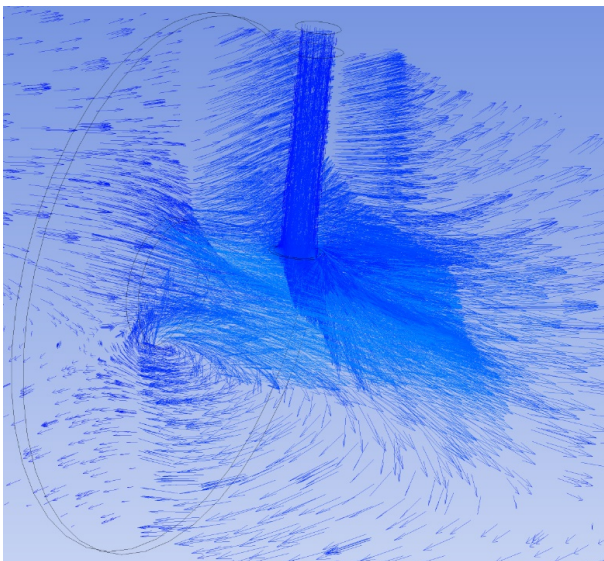


Figura 288. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

En ella es pot observar el recorregut i concentració dels vectors lineals de la velocitat que es produeixen al ser introduïts en l'orifici. El color blau pràcticament uniforme indica com tot i generar una concentració significativa a la sortida de l'orifici, els vectors d'aquestes velocitats segueixen tenint una velocitat no massa elevada.

La figura 289 mostra el comportament quantitatiu del sistema en funció de les velocitats lineals representats en una gràfica de velocitats lineals al llarg del sistema.

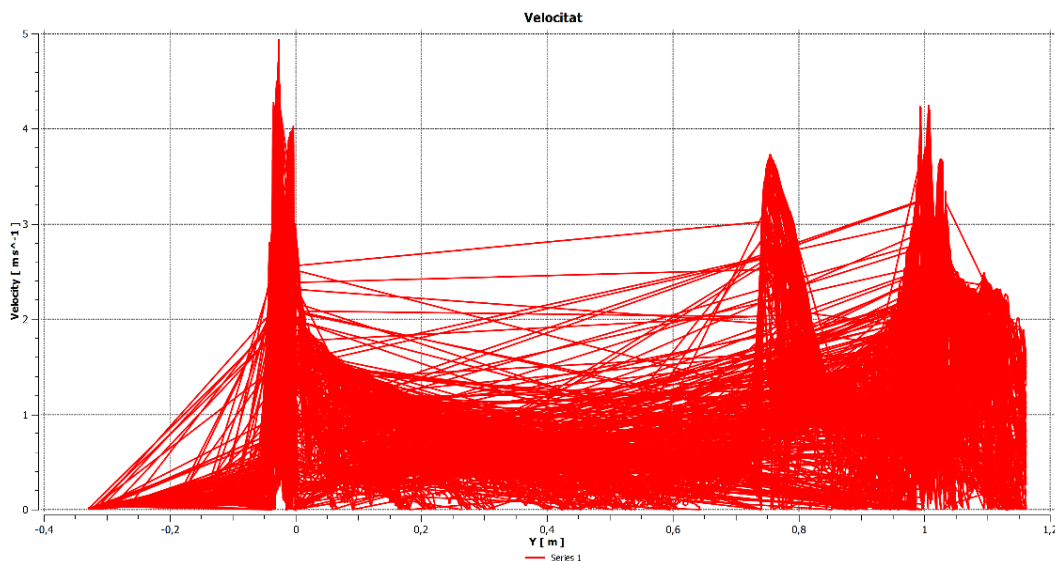


Figura 289. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

Tal i com s'ha suposat, mostra que tot i haver-hi un cert augment de la velocitat, aquest no és molt significatiu en comparació als vectors de velocitats previs al l'orifici. Això es deu a que la velocitat generada pels ventiladors es ja de per si lo suficientment reduïda com per que l'afectació d'efectes externs com podria ser l'efecte venturi, no repercuteixi significativament.

Numèricament es pot calcular la velocitat lineal a través d'una secció ja utilitzada per les pressions, com es la secció posterior a l'orifici del venturi. En ella es voldrà obtenir el resultat de la màxima velocitat, representada a la figura 290.

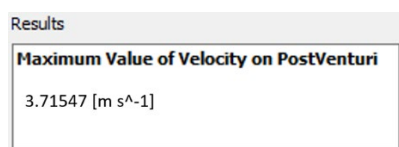


Figura 290. Velocitat màxima posterior al venturi.

Aquest valor de la velocitat lineal de 3,71 m/s, si es compara directament amb el valor de referència de 3200 rpm que es aproximadament 13 m/s, permet corroborar el que lògicament ja es pressuposava, i és l'augment de la velocitat lineal conforme la rotacional del ventilador augmenta. Les velocitats més reduïdes d'aquesta prova també concorden amb una depressió no massa elevada exposada a l'apartat anterior de les pressions a l'efecte venturi.

9.2.1.4 Cabal màssic

El cabal màssic ve en gran part determinat per les variables anteriorment descrites. De totes maneres és interessant observar el comportament d'aquest cabal màssic, ja que junt amb la concentració, són factors claus en el posterior anàlisi de mesura del sensor.

El cabal màssic del gas dièsel que s'injecta al sistema per una velocitat rotacional dels ventiladors de 1000 rpm correspon a la figura 291.

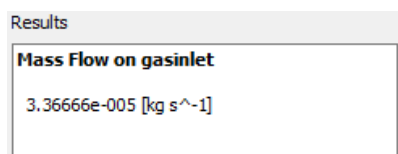


Figura 291. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

Comparat aquest cabal amb l'obtingut pel model de referència de 3200 rpm, que era de 0,000172469 kg/s, es pot pressuposar que conforme la velocitat rotacional augmenti, la quantitat de gas dièsel que entra al sistema serà superior. Aquesta suposició s'ha pogut observar també en proves anteriors per pressions o velocitats, elements els quals regulaven de forma directa la quantitat de gas dièsel que entrava al sistema.

La figura 292 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

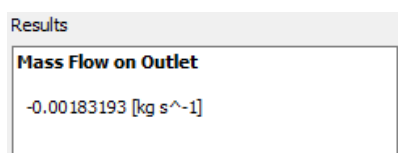


Figura 292. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

El fet de una major presència de cabal màssic de gas dièsel entrant al sistema, junt amb una major velocitat lineal del aire, suposarà, per pura lògica un cabal màssic a la sortida de la barreja del aire i el

gas dièsel superior. Per 3200 rpm el cabal es de 0,00647561 kg/s, pel que l'augment del cabal màssic a la sortida es força evident comparat amb el de 1000 rpm.

Per tal de trobar els cabals màssics corresponents a les espècies que més ens interessa estudiar en aquest projecte, s'haurà de prendre com a referència els càlculs realitzats a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), els quals han estat adaptats als valors propis d'aquesta prova per una velocitat rotacional de 1000 rpm. Els cabals seran els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00178696 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000044972 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: $3,193 \cdot 10^{-6}$ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: $4,4972 \cdot 10^{-8}$ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: $6,8791 \cdot 10^{-9}$ kg/s.

Únicament es pot comparar amb el model de referència a 3200 rpm, on l'aire te una cabal màssic de 0,005829532 kg/s. Comparat amb el 0,001786958 kg/s de 1000 rpm, es pot deduir i pressuposar que al llarg de l'augment progressiu de la velocitat rotacional, el cabal màssic del aire augmentarà.

Si en fixem en valors com el CO₂ o partícules en suspensió, per 3200 rpm els seus valors són de $4,58715 \cdot 10^{-5}$ i $9,88265 \cdot 10^{-8}$, respectivament. Comparats amb els $3,19302 \cdot 10^{-6}$ i $6,87909 \cdot 10^{-9}$ kg/s de 1000 rpm per aquest apartat, també s'ha produït un augment en aquests elements.

9.2.1.5 Dilució de la barreja

D'igual manera que s'ha realitzat per els diàmetres, la dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 2,52%. Si es compara amb el valor de dilució de referència de 3200 rpm, amb un valor de 11,08% es pot pressuposar una tendència ascendent conforme la velocitat rotacional dels ventiladors s'incrementi.

9.2.2 Velocitat rotacional de 2000 rpm

La figura 293 mostra els residus de les iteracions obtingudes durant el càlcul.

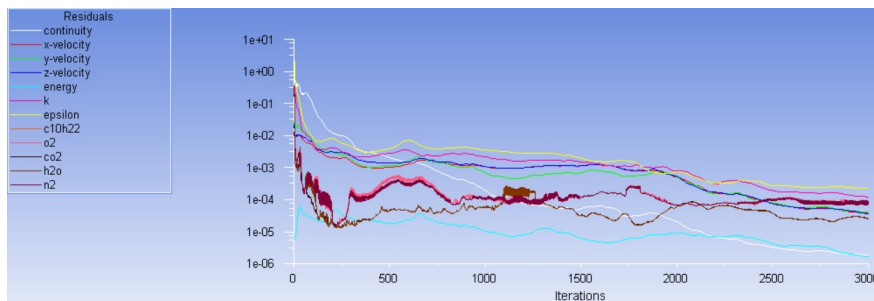


Figura 293. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Resultats dels residus molt semblants a la prova anterior.

9.2.2.1 Concentracions a la sortida

La concentració de sortida tan per l'aire com per les principals espècies del gas dièsel, es veu representat a les figures 294 i 295, respectivament.

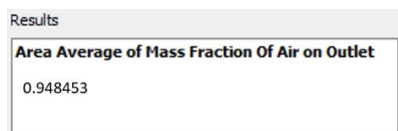


Figura 294. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

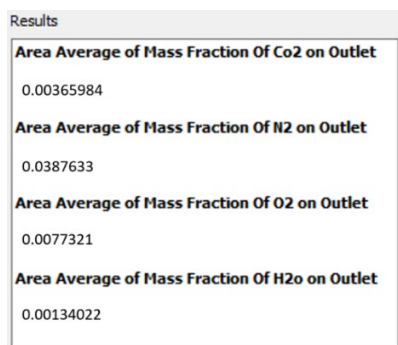


Figura 295. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per una velocitat rotacional del ventilador de 2000 rpm es de $5,1547 \cdot 10^{-7}$.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió per la velocitat rotacional del ventilador de 2000 rpm es de $7,8848 \cdot 10^{-8}$.

9.2.2.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici per una velocitat rotacional de 2000 rpm i entrada posterior del gas dièsel al sistema està representat a la figura 296.

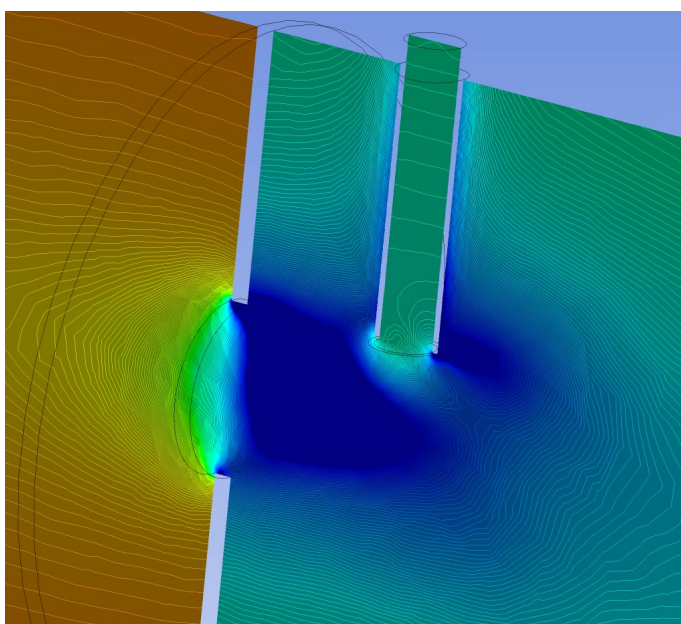


Figura 296. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

Comparant l'anàlisi qualitatiu de la depressió amb l'anterior prova, efectivament és corroborat que l'àrea generada de depressió després de l'orifici que genera l'efecte venturi és més elevada al augmentar la velocitat rotacional del ventilador, i per tant, augmentant la presència de gas dièsel al sistema. Per tal de veure numèricament aquests resultats s'hauria d'observar la gràfica i valors a la secció en aquell punt.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema per una velocitat rotacional de 2000 rpm, correspon a la figura 297.

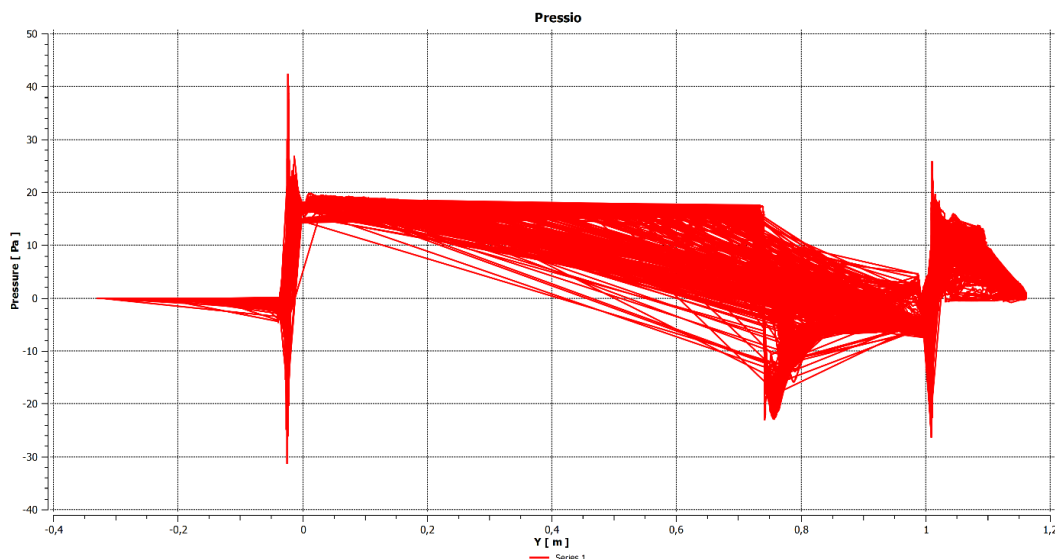


Figura 297. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

A la gràfica es pot veure com efectivament la depressió a 2000 rpm es força superior a la de 1000 rpm. D'igual manera la pressió màxima prèvia a l'orifici també s'ha vist augmentada.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 298.

Results	
Maximum Value of Pressure on PreVenturi	
	17.9032 [Pa]
Minimum Value of Pressure on PostVenturi	
	-23.2406 [Pa]

Figura 298. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Confirmant l'exposat en el anterior apartat, per 2000 rpm es produeix un augment significatiu de la variació de la pressió abans i després de l'orifici de fins 41 Pa.

9.2.2.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova de velocitat rotacional de 2000 rpm es veu representada en la figura 299.

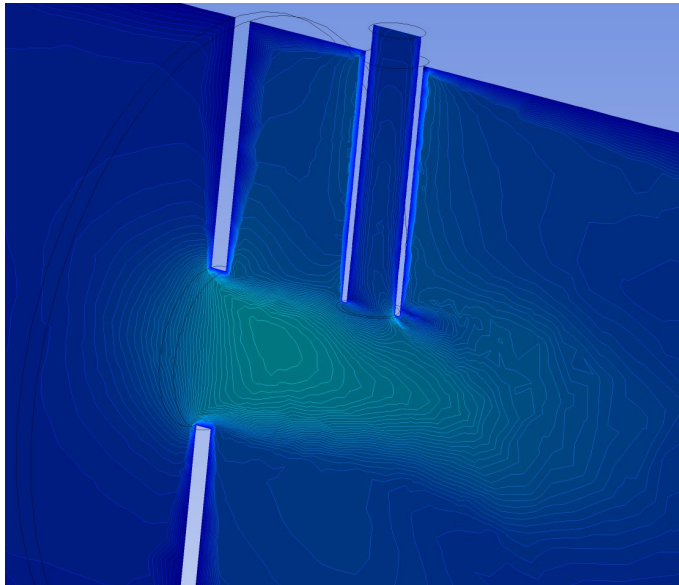


Figura 299. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

És pot observar respecte la prova anterior un lleuger augment de la velocitat a la sortida, afectant de forma més directe a la injecció del gas dièsel. Això permet que augmenti l'entrada del gas al sistema. Per veure de forma més precisa les velocitats dels fluids, a la figura 300 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

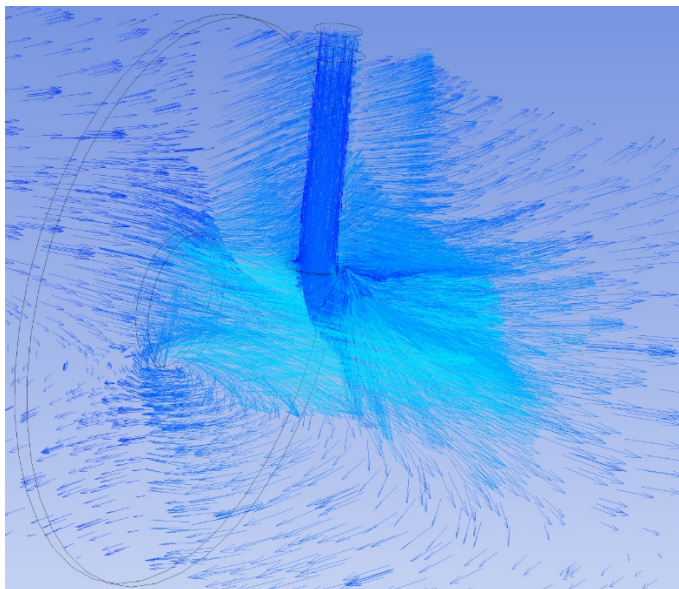


Figura 300. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

De la mateixa forma que s'observava a la figura de distribucions de velocitats, en la de velocitats vectorials també s'observa aquest increment més considerable a la sortida de l'orifici i l'afectació directe amb el gas que està entrant al sistema.

La figura 301 representa gràficament la variació de les velocitats lineals al llarg del sistema.

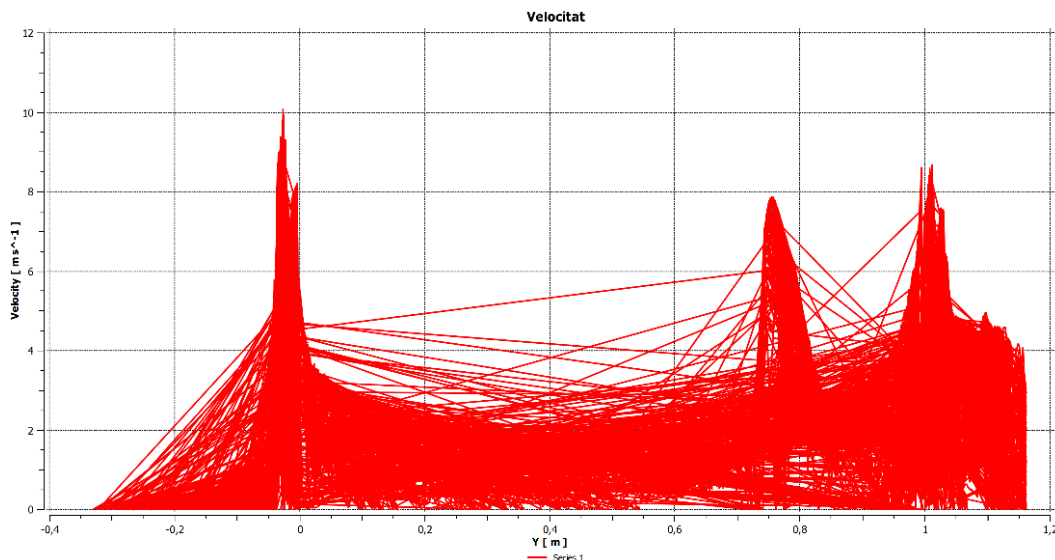


Figura 301. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

Primer de tot destacar, com passava amb les pressions, que tot i que les gràfiques tinguin un comportament semblant, els límits màxims de la gràfica de les velocitats han augmentat.

Centrant especialment l'atenció en el punt on es produeix l'efecte venturi i la injecció de gas al sistema, es pot observar com en aquesta gràfica, a diferència de la prova anterior, si que s'observa un cert increment de la velocitat respecte la velocitat lineal del aire previ a l'orifici que origina el venturi.

Les velocitats lineals màximes posteriors a l'orifici que origina el venturi estan exposades numèricament a la figura 302.

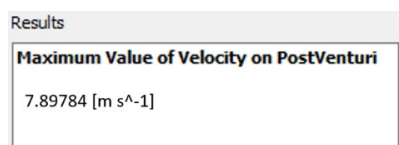


Figura 302. Velocitat màxima posterior al venturi.

Es veu com aquest valor de velocitat màxima en comparació a l'obtinguda en la prova anterior ha augmentat. Aquest comportament és lògic tenint present que s'ha augmentat la velocitat rotacional del ventilador que fa circular l'aire al llarg del tub.

9.2.2.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel que s'injecta al sistema per una velocitat rotacional dels ventiladors de 2000 rpm correspon a la figura 303.

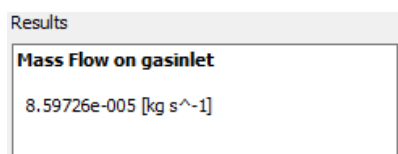


Figura 303. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

Aquest cabal màssic del gas dièsel suposa un augment respecte el cabal màssic injectat en la prova anterior.

La figura 304 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

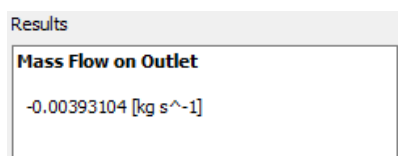


Figura 304. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions de la velocitat rotacional de 2000 rpm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00372841 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000202633 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 1,4387*10⁻⁵ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: 2,0263*10⁻⁷ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: 3,0995*10⁻⁸ kg/s.

Al ser aquestes espècies que componen la barreja de l'aire i el gas a la sortida, si el cabal màssic a la sortida augmenta, aquests cabals també augmentaran. El fet diferencial que fa que augmentin més o menys es la concentració d'aquestes espècies a l'interior de la barreja que surt del sistema estudiat.

9.2.2.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida és del 5,43%. La dilució segueix la tendència ascendent al augmentar la velocitat rotacional dels ventiladors.

9.2.3 Velocitat rotacional de 3000 rpm

La figura 305 mostra els residus de les iteracions obtingudes durant el càlcul.

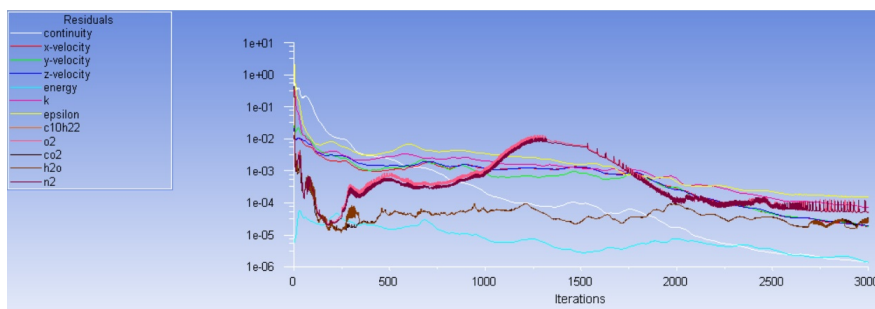


Figura 305. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Resultats dels residus amb tendències semblants però amb irregularitats en certs punts com a 1500 iteracions que la han fet divergir un instant. Per sort els residus han acabat estabilitzant-se en valors acceptables.

9.2.3.1 Concentracions a la sortida

La concentració de sortida tan per l'aire com per les principals espècies del gas dièsel, es veu representat a les figures 306 i 307, respectivament.

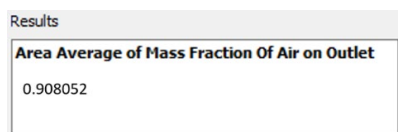


Figura 306. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet
0.006528308
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet
0.0691449
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet
0.01379220
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet
0.002390648

Figura 307. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per una velocitat rotacional del ventilador de 3000 rpm es de $9,1948 \cdot 10^{-7}$.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió per la velocitat rotacional del ventilador de 3000 rpm es de $1,4065 \cdot 10^{-7}$.

9.2.3.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici per una velocitat rotacional de 3000 rpm i entrada posterior del gas dièsel al sistema està representat a la figura 308.

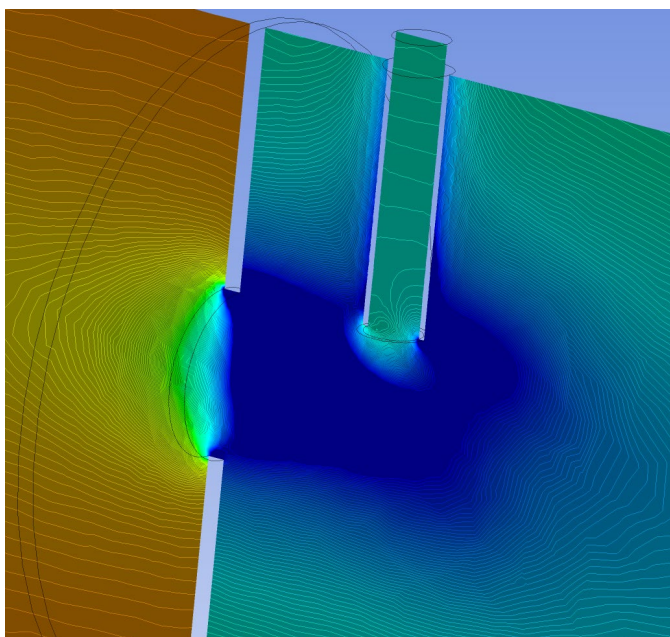


Figura 308. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

S'observa de nou un increment significatiu a l'àrea d'influència de la depressió, arribant a recobrir casi per complet la injecció del aire, facilitant l'entrada del gas dièsel al sistema.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema per una velocitat rotacional de 3000 rpm, correspon a la figura 309.

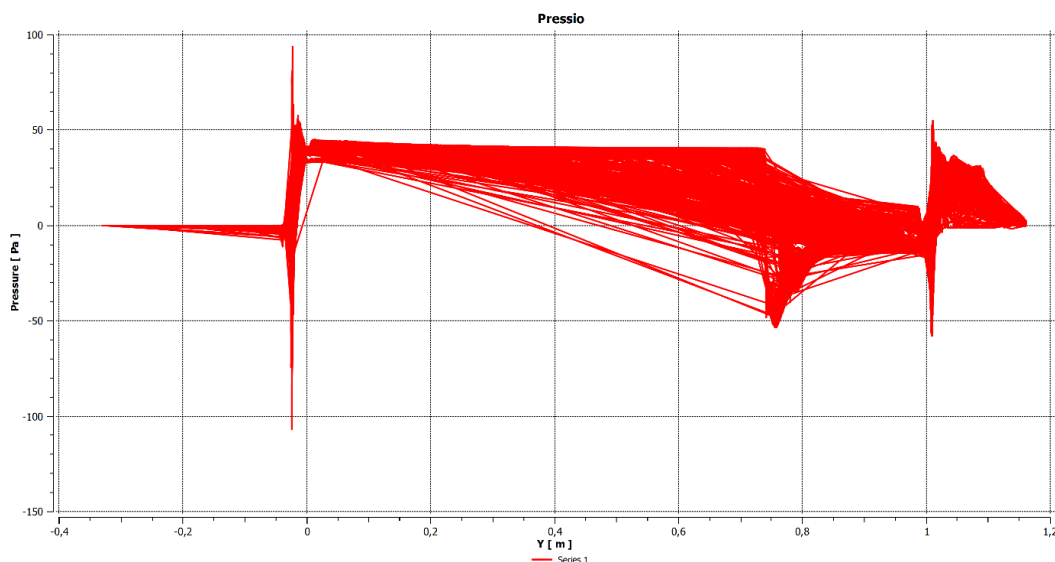


Figura 309. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

De nou la variació de pressions és força més accentuada en 3000 rpm que en 2000 rpm. La diferencia no s'observa a simple vista ja que els valors màxims i mínims de la gràfica s'han augmentat significativament en proporció al augment de les pressions.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera l'efecte venturi, representats a la figura 310.

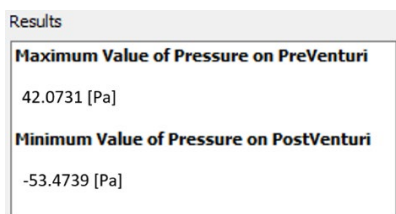


Figura 310. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Per 3000 rpm la variació entre aquests dos valors de pressions prèvies a l'orifici i les depressions mínimes posteriors es, arrodonint, de 95,5 Pa, de nou, força superior als valors del apartat anterior.

9.2.3.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada a l'efecte venturi per la prova de velocitat rotacional de 3000 rpm és veu representada en la figura 311.

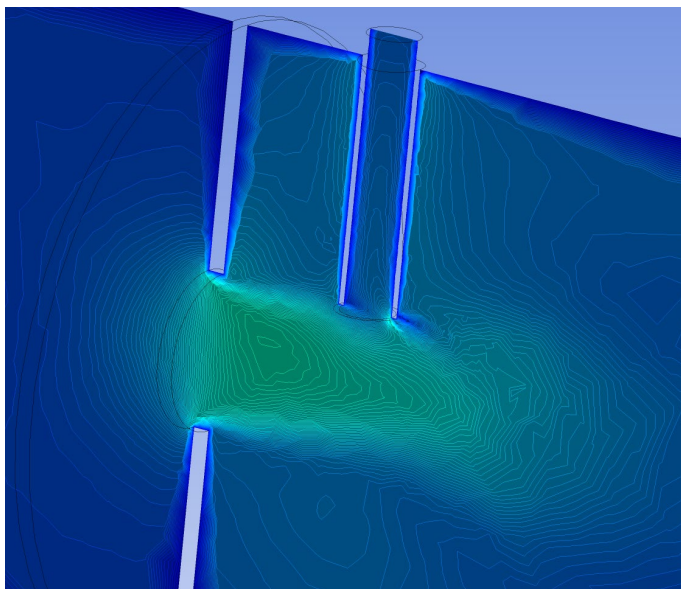


Figura 311. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

S'observa com la velocitat segueix creixent tant en intensitat com en l'àrea a la que afecta aquesta velocitat màxima posterior a l'orifici. Es veu com aquest augment de la velocitat inclou l'entrada de la injecció de gas dièsel al sistema, facilitant en gran mesura la presència d'aquest gas al sistema. Per veure de forma més precisa les velocitats dels fluids, a la figura 312 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

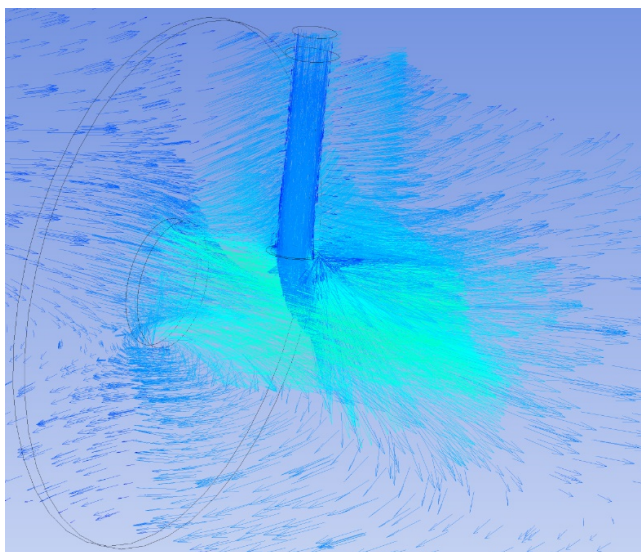


Figura 312. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

En aquesta imatge dels vectors de les velocitats es veu com els vectors compactats i amb una velocitat superior a la prèvia de l'orifici, afecten de manera directa l'entrada del gas dièsel al sistema, afavorint que una major quantitat d'aquest gas s'introdueixi al sistema.

La figura 313 representa gràficament la variació de les velocitats lineals al llarg del sistema.

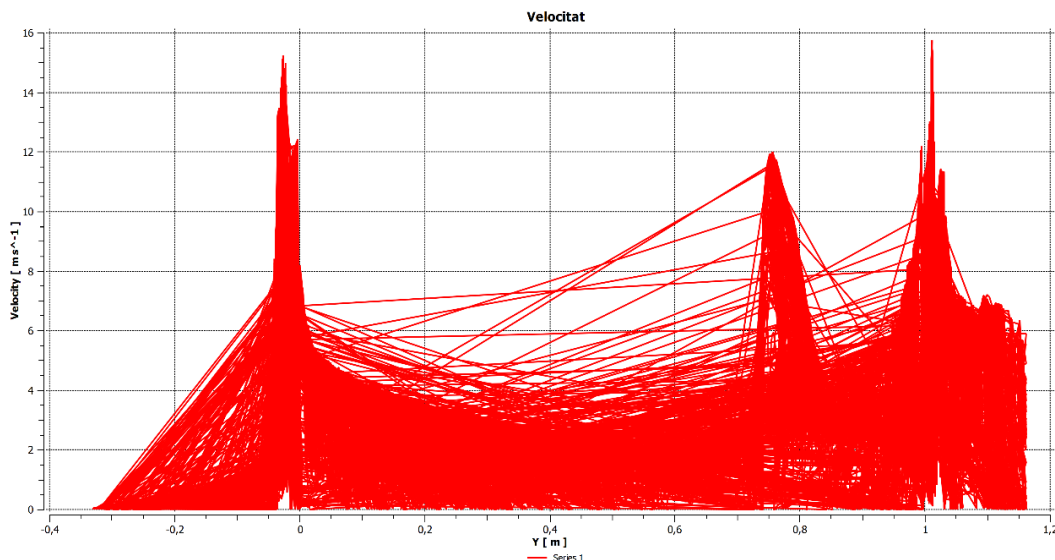


Figura 313. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

L'increment respecte les velocitats prèvies al venturi segueix augmentant lleugerament, però no sembla massa destacable. L'important d'aquest anàlisi es veure com la velocitat posterior ha augmentat casi de forma progressiva respecte les dues anteriors proves.

Les velocitats lineals màximes posteriors al l'orifici que origina el venturi estan exposades numèricament a la figura 314.

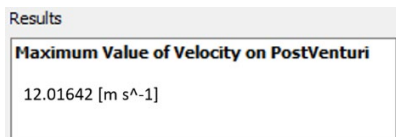


Figura 314. Velocitat màxima posterior al venturi.

Aquesta velocitat de 12 m/s suposa una mica més de 4 m/s respecte la prova anterior. Es veu doncs, com ja s'ha intuït en l'anàlisi del gràfic, un augment de la velocitat pràcticament progressiu conforme s'augmenta la velocitat de rotació dels ventiladors.

9.2.3.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel que s'injecta al sistema per una velocitat rotacional dels ventiladors de 3000 rpm correspon a la figura 315.

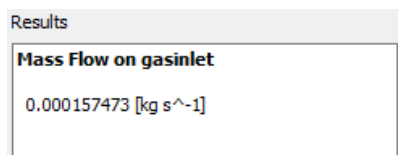


Figura 315. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

Aquest cabal màssic del gas dièsel suposa un augment respecte el cabal màssic injectat en la prova anterior.

La figura 316 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

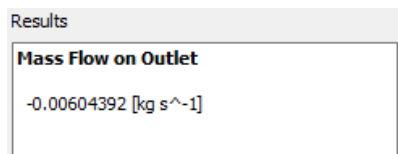


Figura 316. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions de la velocitat rotacional de 3000 rpm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00548819 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,00555726 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 3,9457*10⁻⁵ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: 5,5573*10⁻⁷ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: 8,5006*10⁻⁸ kg/s.

S'observa un increment del cabal màssic de les espècies estudiades que conformen la barreja, respecte l'increment de la velocitat rotacional dels ventiladors.

9.2.3.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida és del 10,13%. La dilució segueix la tendència ascendent al augmentar la velocitat rotacional dels ventiladors.

9.2.4 Velocitat rotacional de 4000 rpm

La figura 317 mostra els residus de les iteracions obtingudes durant el càlcul.

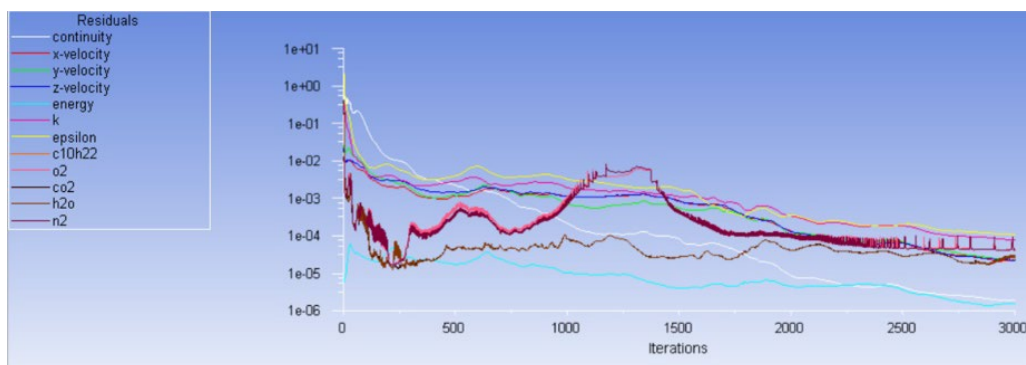


Figura 317. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Molt semblant al recorregut de 3000 iteracions anterior, inclosa la divergència als 1500 anteriorment mencionada. Novament aquests valors acaben establint-se en residus viables per a l'estudi.

9.2.4.1 Concentracions a la sortida

La concentració de sortida tan per l'aire com per les principals espècies del gas dièsel, es veu representat a les figures 318 i 319, respectivament.

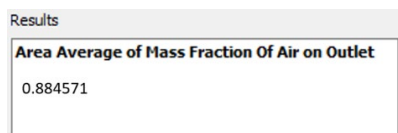


Figura 318. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet
0.008195459
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet
0.0868026
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet
0.01731435
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet
0.003001154

Figura 319. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per una velocitat rotacional del ventilador de 4000 rpm es de $1,1543 \cdot 10^{-6}$.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 específica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió per la velocitat rotacional del ventilador de 4000 rpm es de $1,7656 \cdot 10^{-7}$.

9.2.4.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici per una velocitat rotacional de 4000 rpm i entrada posterior del gas dièsel al sistema està representat a la figura 320.

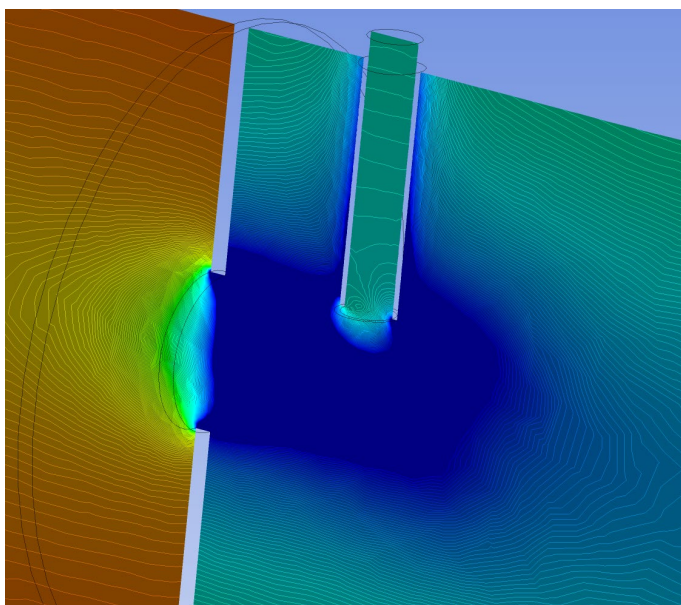


Figura 320. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

La imatge mostra com l'àrea de depressió mínima s'ha expandit, arribant a cobrir quasi per complet el punt d'injecció del gas dièsel.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema per una velocitat rotacional de 4000 rpm, correspon a la figura 321.

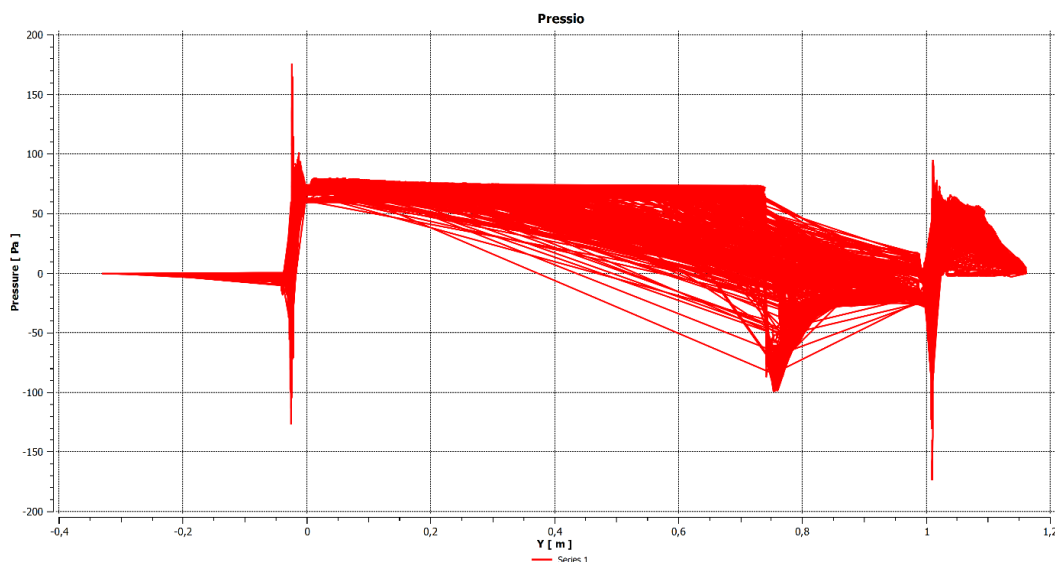


Figura 321. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

La gràfica exemplifica com la variació de pressions de nou segueix augmentant conforme s'incrementa la velocitat de rotació dels ventiladors. La depressió mínima és significativa arribant a valors pròxims als -100 Pa. De nou els límits superiors i inferiors de la gràfica s'han hagut de modificar per representar correctament els valors, pel que aquests canvis tan significatius de pressions no són tan evidents gràficament d'una prova a l'altre.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 322.

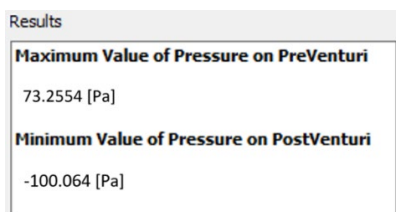


Figura 322. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Per 4000 rpm la variació entre aquests dos valors de pressions prèvies a l'orifici i les depressions mínimes posteriors és, si s'arrodoneix, de 173 Pa. Aquests valors en comparació a les proves anteriors segueix augmentant de forma progressiva.

9.2.4.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova una velocitat rotacional de 4000 rpm es veu representada en la figura 323.

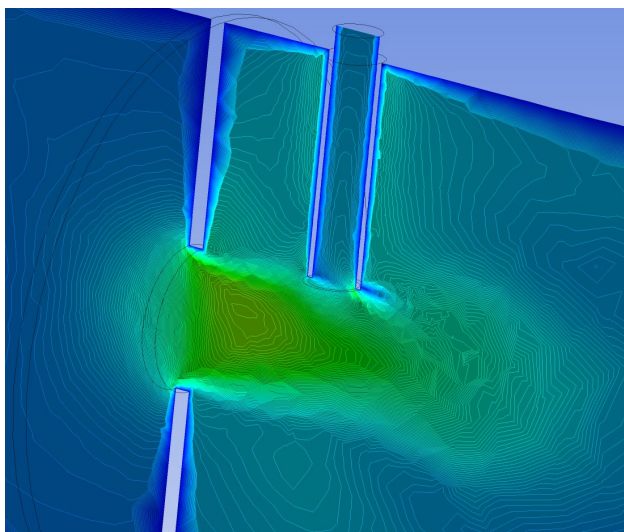


Figura 323. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Hi ha un augment de la velocitat màxima posterior a l'orifici, així com un increment de l'àrea d'efecte d'aquesta velocitat més elevada. Afecta directament a la injecció del gas dièsel, permetent una major entrada del gas al sistema que les proves anteriors. A la figura 324 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

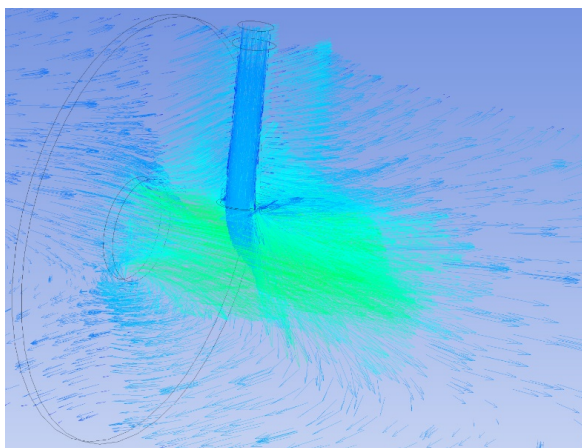


Figura 324. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

S'observa com cada cop estan presents vectors amb velocitats més elevades respecte proves anteriors. També s'observa una major difusió de les velocitats vectorials corresponents al gas provinent de la injecció.

La figura 325 representa gràficament la variació de les velocitats lineals al llarg del sistema.

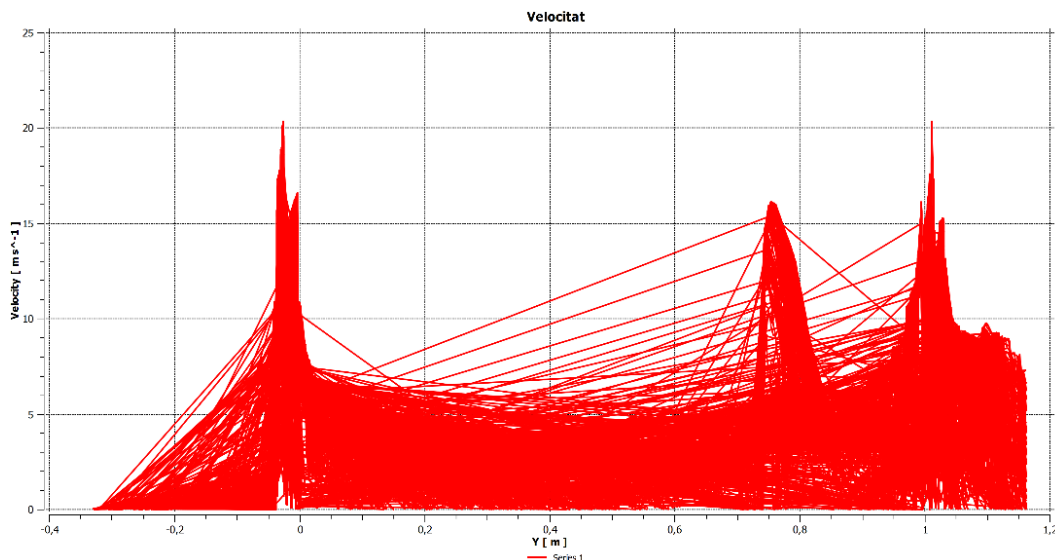


Figura 325. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

La gràfica mostra un augment de la velocitat posterior a l'orifici, de nou proporcional a la velocitat lineal prèvia a aquest orifici.

Les velocitats lineals màximes posteriors a l'orifici que origina el venturi estan exposades numèricament a la figura 326.

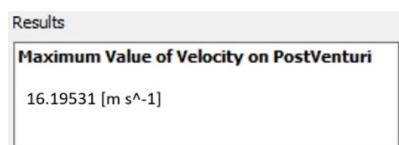


Figura 326. Velocitat màxima posterior al venturi.

La velocitat de 16 m/s ha augmentar respecte la prova anterior. Aquest augment es produeix de una forma molt progressiva, degut principalment a que l'augment de velocitats rotacionals també s'està realitzant de forma constant i gradual.

9.2.4.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel que s'injecta al sistema per una velocitat rotacional dels ventiladors de 3000 rpm correspon a la figura 327.

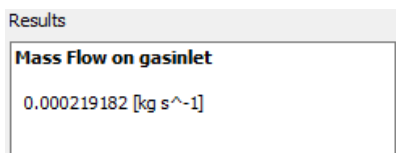


Figura 327. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El cabal màssic del gas dièsel injectat al sistema segueix augmentant conforme s'augmenta la velocitat rotacional.

La figura 328 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

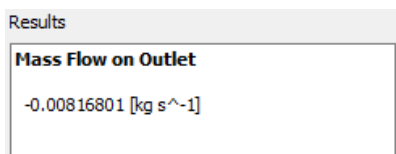


Figura 328. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions de la velocitat rotacional de 4000 rpm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00722518 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,000942825 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: $6,6941 \cdot 10^{-5}$ kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: $9,4282 \cdot 10^{-7}$ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: $1,4422 \cdot 10^{-7}$ kg/s.

Si es compara amb els valors anteriors, s'observa de nou un increment del cabal màssic respecte una major velocitat rotacional, tant per l'aire com pels elements que componen la barreja.

9.2.4.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 13,05%. La dilució segueix la tendència ascendent al augmentar la velocitat rotacional dels ventiladors.

9.2.5 Velocitat rotacional de 5000 rpm

La figura 329 mostra els residus de les iteracions obtingudes durant el càlcul.

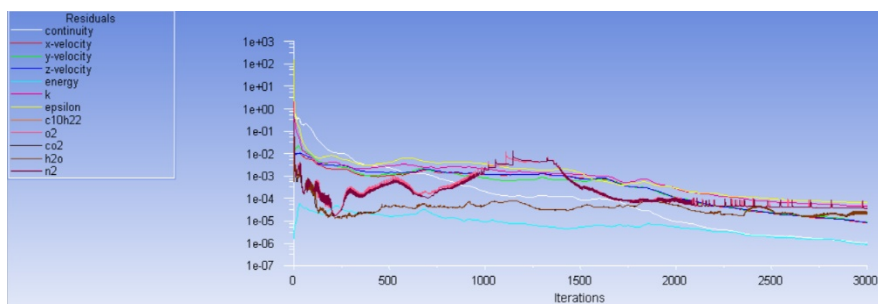


Figura 329. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Té una lleugera divergència de nou en un punt semblant als anteriors però amb una afectació menor.

9.2.5.1 Concentracions a la sortida

La concentració de sortida tan per l'aire com per les principals espècies del gas dièsel, es veu representat a les figures 320 i 331, respectivament.

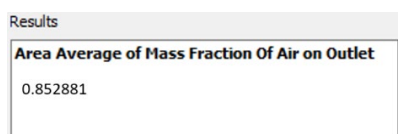


Figura 330. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

Results	
Area Average of Mass Fraction Of Co2 on Outlet	0.010445449
Area Average of Mass Fraction Of N2 on Outlet	0.110633
Area Average of Mass Fraction Of O2 on Outlet	0.0220679
Area Average of Mass Fraction Of H2o on Outlet	0.00382509

Figura 331. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per una velocitat rotacional del ventilador de 5000 rpm es de $1,4712 \cdot 10^{-6}$.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 especifica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió per la velocitat rotacional del ventilador de 5000 rpm es de $2,2504 \cdot 10^{-7}$.

9.2.5.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici per una velocitat rotacional de 5000 rpm i entrada posterior del gas dièsel al sistema està representat a la figura 332.

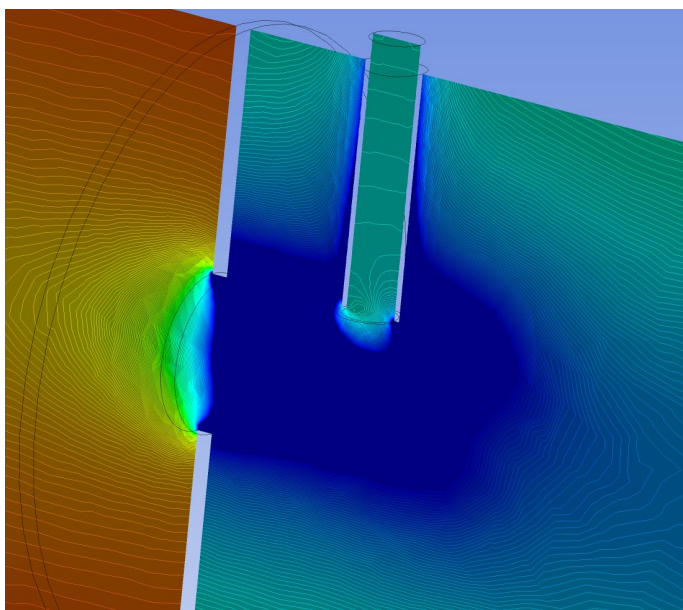


Figura 332. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

S'observa com segueix augmentant l'àrea de depressió mínima posterior a l'orifici, rodejant encara més el contorn del tubet per on es produeix la injecció del gas dièsel. Com ja s'ha comentat això afavorirà major presència de concentració i cabal de partícules en suspensió.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema per una velocitat rotacional de 5000 rpm, correspon a la figura 333.

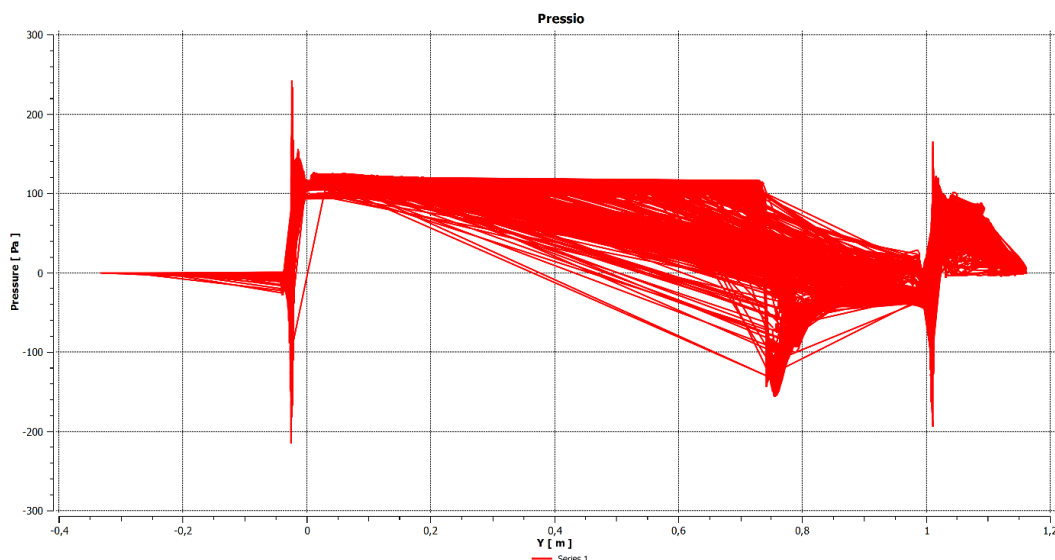


Figura 333. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

La variació de pressions segueix augmentant, així com els límits propis del gràfic. La depressió en aquest cas ja s'apropa als -150 Pa. Si s'observa la variació de pressions prèvia i posterior a l'orifici segueix augmentant.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera el venturi, representats a la figura 334.

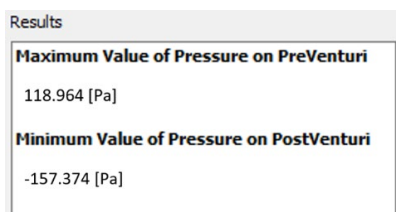


Figura 334. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Per 5000 rpm la variació entre aquests dos valors de pressions prèvies a l'orifici i les depressions mínimes posteriors és de 276 Pa. L'augment respecte l'anterior prova ha sigut significatiu.

9.2.5.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova una velocitat rotacional de 4000 rpm es veu representada en la figura 335.

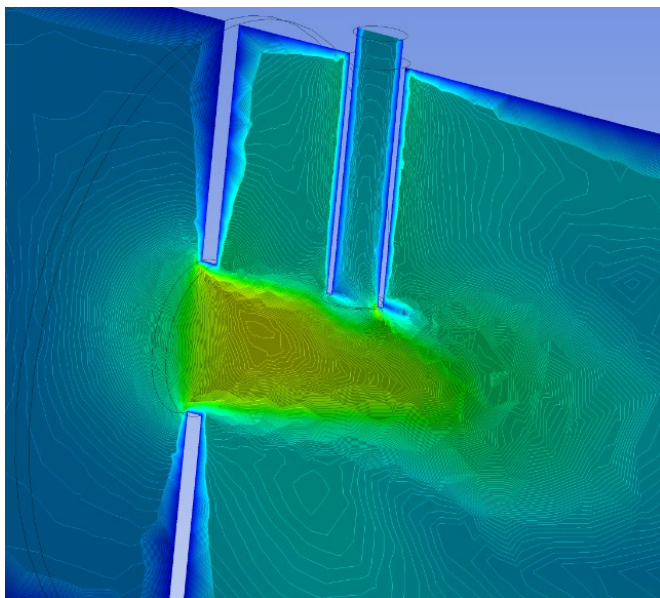


Figura 335. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Com s'ha anat observant en les anteriors proves conforme s'augmentava la velocitat rotacional, la velocitat lineal posterior a l'orifici ha anat augmentant de forma proporcional. També s'observa com l'àrea de velocitats màximes s'expandeix abastant una zona relativament més ampla

Per veure de forma més precisa les velocitats dels fluids, a la figura 336 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

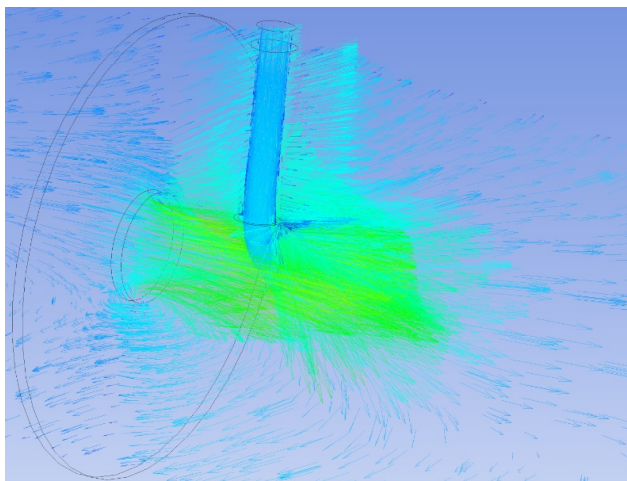


Figura 336. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

Els vectors de les velocitats lineals posteriors a l'orifici tenen recorreguts molt semblants a les proves anteriors però amb valors superiors. Afecta especialment a l'entrada dels vectors provinents del gas dièsel que és injectat al sistema, les quals augmenten lleugerament la seva presència.

La figura 337 representa gràficament la variació de les velocitats lineals al llarg del sistema.

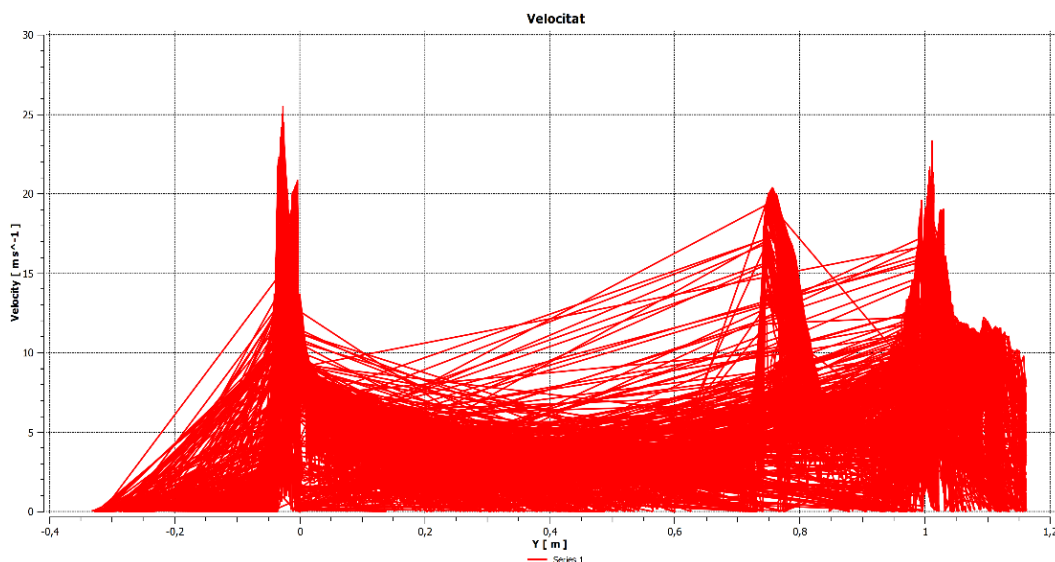


Figura 337. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

A la gràfica es pot observar un increment substancial de la velocitat posterior a l'efecte venturi. La tendència i evolució de les velocitats prèvies i posteriors a l'orifici segueix essent proporcional, simplement amb valors escalats més elevats.

Les velocitats lineals màximes posteriors a l'orifici que origina el venturi estan exposades numèricament a la figura 338.

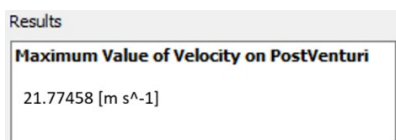


Figura 338. Velocitat màxima posterior al venturi.

Arrodonit a la velocitat lineal de 22 m/s, suposa un augment significatiu en comparació a l'increment proporcional de les últimes proves.

9.2.5.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel que s'injecta al sistema per una velocitat rotacional dels ventiladors de 5000 rpm correspon a la figura 339.

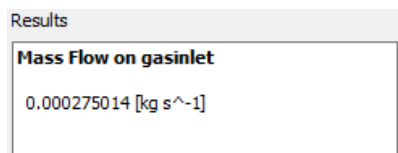


Figura 339. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema.

El cabal màssic del gas dièsel injectat al sistema augmenta conforme s'incrementa la velocitat rotacional.

La figura 340 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

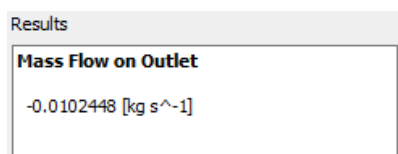


Figura 340. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions de la velocitat rotacional de 5000 rpm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,00873759 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,00150721 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 0,000107012 kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: $1,5072 \cdot 10^{-6}$ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: $2,3055 \cdot 10^{-7}$ kg/s.

Els cabal màssic tan de la sortida com de les espècies per separat que componen aquesta barreja de sortida, segueixen augmentant conforme s'incrementa la velocitat rotacional.

9.2.5.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida és del 17,25%. La dilució segueix la tendència ascendent al augmentar la velocitat rotacional dels ventiladors.

9.2.6 Velocitat rotacional de 6000 rpm

La figura 341 mostra els residus de les iteracions obtingudes durant el càlcul.

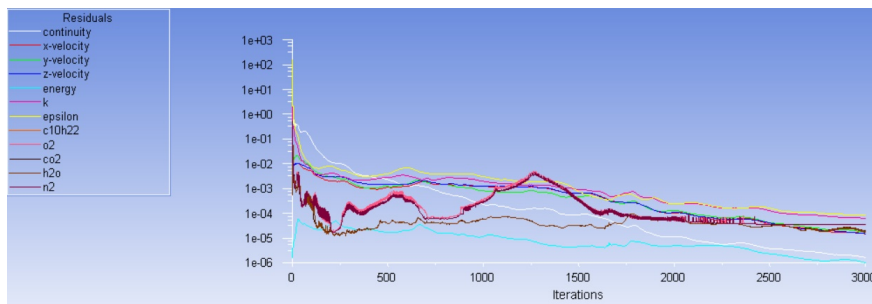


Figura 341. Gràfica del valor dels residus en funció del número d'iteracions.

Destaca de nou la divergència de les passades proves, aquesta però sembla ser la que l'ha reconduït més ràpidament cap a valors de residus raonables.

9.2.6.1 Concentracions a la sortida

La concentració de sortida tan per l'aire com per les principals espècies del gas dièsel, es veu representat a les figures 342 i 343, respectivament.

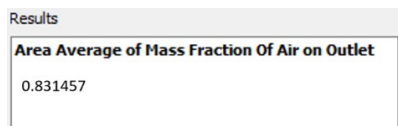


Figura 342. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

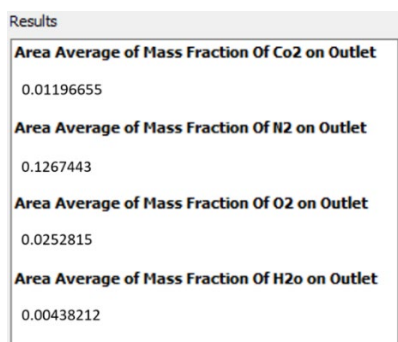


Figura 343. Concentracions de les principals espècies a la sortida del sistema.

La concentració residual restant obtinguda que conforma el conglomerat de menor proporció dintre del fum dièsel (CO, NO_x, PM, HC i Aldehid) aplicant les equacions 9.1 i 9.2 per una velocitat rotacional del ventilador de 6000 rpm es de $1,6854 \cdot 10^{-6}$.

Basant-se en el percentatge d'aquestes substàncies al fum dièsel de 15,3% obtingut a l'equació 9.3, el qual es constant al llarg de les proves, i aplicant l'equació 9.4 especifica per les noves concentracions, s'obté que la proporció de partícules en suspensió per la velocitat rotacional del ventilador de 6000 rpm es de $2,5781 \cdot 10^{-7}$.

9.2.6.2 Pressions a l'efecte venturi

L'anàlisi qualitatiu de les pressions i depressions focalitzades a l'orifici per una velocitat rotacional de 6000 rpm i entrada posterior del gas dièsel al sistema està representat a la figura 344.

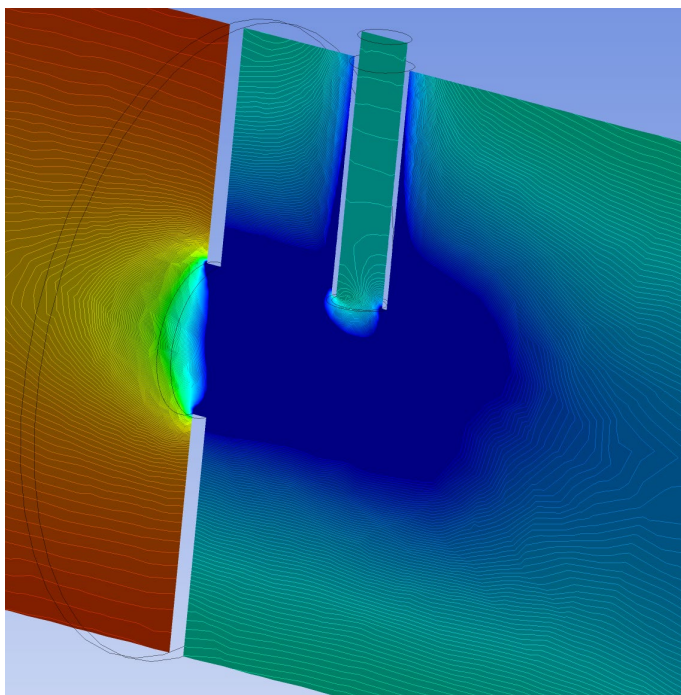


Figura 344. Focalització qualitativa de les pressions a la sortida de l'orifici.

Seguint la tendència de les anteriors proves, l'última té l'àrea de depressions mínima més extensa, arribant a recobrir per complet gran part del contorn del tubet que injecta el gas dièsel. Això permet afavorir l'entrada d'una gran quantitat de gas dièsel al sistema en comparació a les proves anteriors amb unes velocitats rotacionals inferiors. La presència doncs de les partícules en suspensió, que mesurarà el sensor que s'ha d'instal·lar, serà també més elevada.

La gràfica de l'anàlisi quantitatiu de les pressions i depressions de la figura anterior al llarg del sistema per una velocitat rotacional de 6000 rpm, correspon a la figura 345.

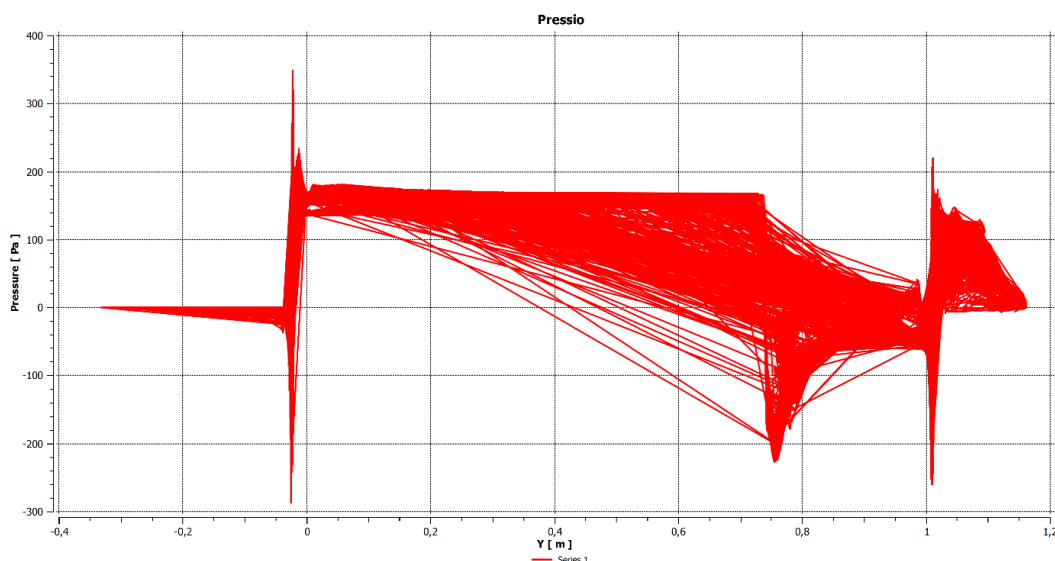


Figura 345. Gràfica de la pressió en funció de la distància del eix Y del sistema.

Si s'analitza la gràfica per al punt referent a l'orifici el primer que es veu es una depressió que arriba fins a valors propis de més de -220 Pa. De nou aquesta última prova segueix reduint més el mínim de depressions causades per l'orifici, així com una variació entre la secció prèvia i posterior a l'orifici molt significativa.

Per tal de veure numèricament aquesta variació de pressions s'obtenen els valors dels resultats de la pressió prèvia màxima i la depressió posterior mínima a l'orifici que genera l'efecte venturi, representats a la figura 346.

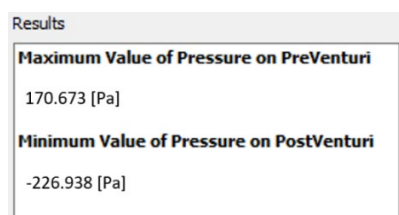


Figura 346. Pressions màximes prèvies i mínimes posteriors al venturi.

Per 6000 rpm la variació entre aquests dos valors de pressions prèvies a l'orifici i les depressions mínimes posteriors és de 398 Pa.

Per tant, aquesta última prova determina el fet de que l'augment de la velocitat rotacional dels ventiladors, és a dir, l'augment de la velocitat de circulació del aire i posterior barreja a l'interior del

tub, suposa un augment en les depressions originades per l'orifici que genera l'efecte venturi, permetent que conforme s'augmenta aquesta velocitat, el gas dièsel injectat a l'interior del sistema també augmenti. Un augment d'aquest gas suposa lògicament una presència més elevada de partícules en suspensió que el sensor situat a la sortida del sistema haurà de mesurar. Per tant, es aquí on es pot observar la importància capital d'aquesta depressió a l'hora de regular la quantitat de partícules en suspensió que es permetrà fer arribar al sensor.

9.2.6.3 Velocitat a l'efecte venturi

La velocitat qualitativa situada al venturi per la prova una velocitat rotacional de 4000 rpm es veu representada en la figura 347.

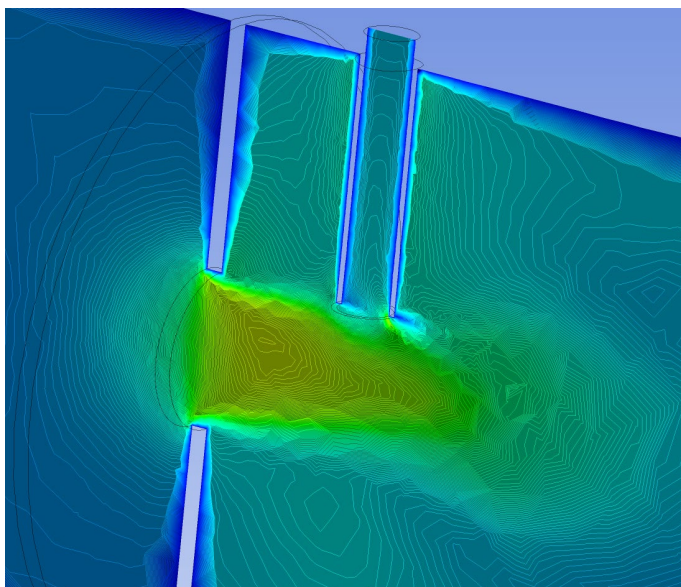


Figura 347. Velocitat focalitzada a la sortida de l'orifici.

Aquesta última prova segueix la tendència de les últimes. Es produeix un increment de la velocitat lineal a la sortida de l'orifici que afecta amb un àrea més extensa el punt on es produeix la injecció del gas dièsel. Això facilita l'entrada d'aquest gas i que la presència de partícules en suspensió a la sortida, on estarà instal·lat el sensor, sigui més elevada.

Per veure de forma més precisa les velocitats dels fluids, a la figura 348 es mostra la velocitat vectorial corresponent tant a l'aire ja present al sistema com al gas dièsel entrant.

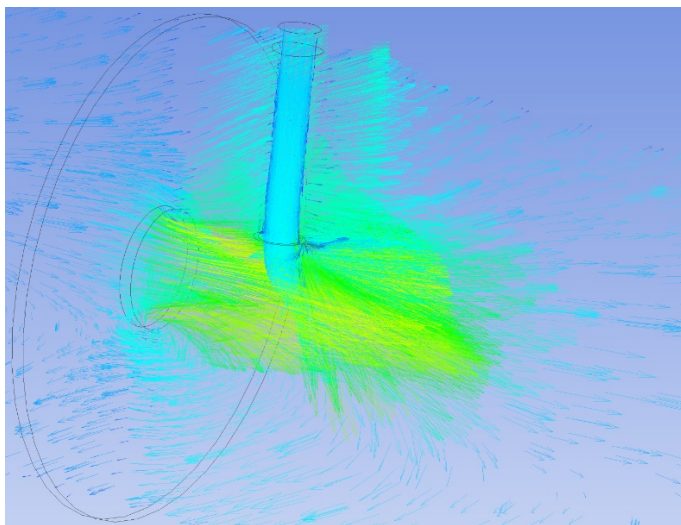


Figura 348. Vectors associats a la velocitat del aire i el gas dièsel.

En aquesta ultima prova per 6000 rpm, és evident la presència d'uns vectors de velocitat lineal amb valors més elevats que les proves fins ara realitzades. També es pot observar com es facilita l'entrada dels vectors de la velocitat del gas dièsel injectat al tub per on circulava l'aire.

La figura 349 representa gràficament la variació de les velocitats lineals al llarg del sistema.

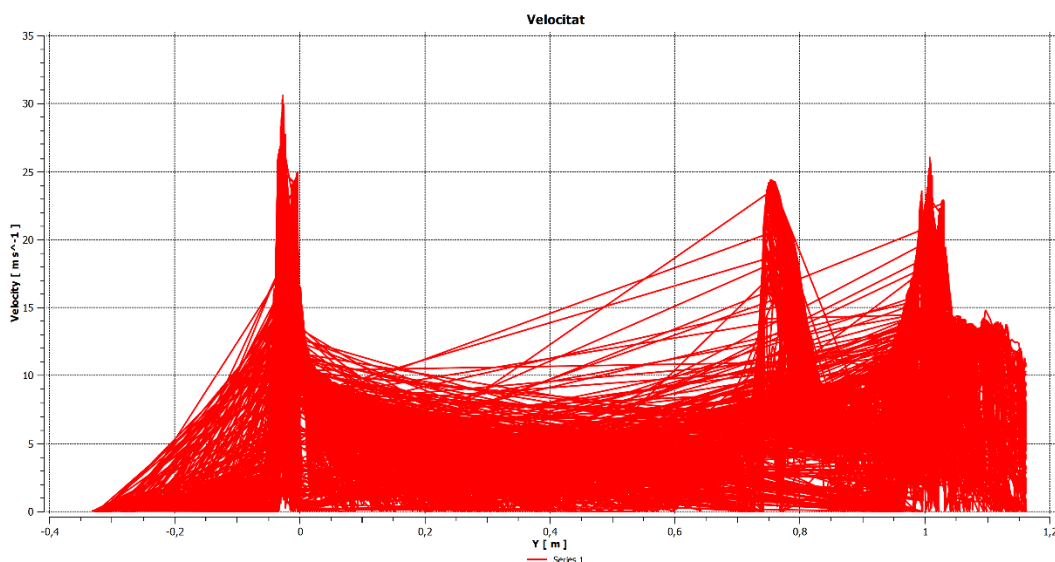


Figura 349. Gràfica de la velocitat en funció de la distància del eix Y del sistema.

En aquesta última prova, de nou s'ha hagut d'escalar els límits de la gràfica en 5 m/s més per tal d'incloure els nous valors de la velocitat. De totes maneres, no s'observa una pujada tan elevada respecte

l'anterior prova com si va passar als 5000 rpm. El que si es manté constant es la proporció entre les velocitats prèvies a l'orifici i les posteriors, cosa lògica tenint present que únicament s'ha modificat la velocitat de rotació dels ventiladors, es a dir, la velocitat lineal a la que circula el aire i posterior barreja.

Les velocitats lineals màximes posteriors a l'orifici que origina el venturi estan exposades numèricament a la figura 350.

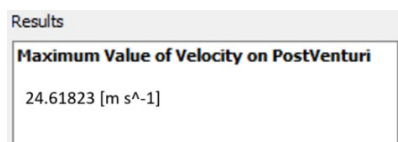


Figura 350. Velocitat màxima posterior al venturi.

Efectivament, com ja s'havia observat a la gràfica, la velocitat per aquesta nova prova es de 25 m/s arrodonit a l'alça. Aquest valor no suposa ni molt menys l'increment de 16 a 22 m/s de les proves de 4000 i 5000 rpm, respectivament. Això indicia que un augment molt més elevat a partir d'aquest valor de velocitat rotacional dels ventiladors, no significaria a efectes pràctics un augment d'igual magnitud en la velocitat lineal posterior a l'efecte venturi. Per tant, no te massa sentit seguir realitzant proves amb unes velocitats rotacionals més elevades dels 6000 rpm.

La velocitat lineal al llarg de les proves, tal i com ja s'havia pressuposat al inici, i degut a la dependència directe de la velocitat lineal posterior a l'efecte venturi amb la velocitat rotacional, s'incrementa de forma força constant (fins a cert punt, tal i com hem explicat) mentre que les proves augmentin la velocitat a la que giren els ventiladors.

9.2.6.4 Cabal màssic

El cabal màssic del gas dièsel que s'injecta al sistema per una velocitat rotacional dels ventiladors de 6000 rpm correspon a la figura 351.

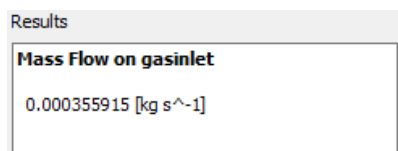


Figura 351. Concentracions del aire a la sortida del sistema.

La figura 352 mostra el valor dels resultats del cabal màssic a la sortida del sistema.

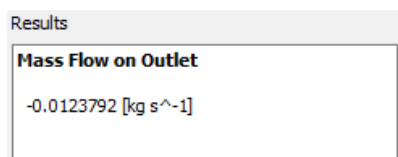


Figura 352. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

Els resultats del càlcul exposat a l'apartat 9.1.1.4 (equacions 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 i 9.9), són adaptades en aquest cas al cabal i concentracions de la velocitat rotacional de 6000 rpm són els següents:

- Cabal màssic aire: 0,0102928 kg/s.
- Cabal màssic gas dièsel sortida: 0,00208643 kg/s.
- Cabal màssic CO₂: 0,000148136 kg/s.
- Cabal màssic espècies residuals: $2,0864 \cdot 10^{-6}$ kg/s.
- Cabal màssic partícules en suspensió: $3,1915 \cdot 10^{-7}$ kg/s.

A l'última prova podem corroborar que l'augment del cabal màssic es produeix de forma sistemàtica al augmentar la velocitat rotacional dels ventiladors. A diferència del apartat 9.1 de variació del diàmetre de l'orifici, en aquest cas no es produeix a la barreja, pels elements que no són l'aire, un augment i un posterior descens. Això es deu bàsicament a que l'augment de les velocitats no comportava una disminució de les concentracions dels elements, a diferència del que ocorria amb l'augment del diàmetre, que suposava una disminució gradual d'aquest valor, que afectava de forma directe al cabal màssic present a la sortida del sistema.

9.2.6.5 Dilució de la barreja

La dilució percentual d'aquesta última prova entre el cabal màssic del gas dièsel i el cabal màssic d'aire a la sortida es del 20,27%. Per tant es pot confirmar la projecció ascendent de la dilució amb l'augment de la velocitat rotacional dels ventiladors pressuposada inicialment en aquest apartat 9.2.

9.2.7 Comparativa de resultats entre diferents velocitats rotacionals

En el següent apartat es duu a terme la comparació directe de totes les proves realitzades per la variació de la velocitat rotacional dels ventiladors, per tal d'observar la tendència i progressió d'aquesta modificació i facilitar l'adaptació a un o altre sensor en funció de la capacitat de concentració de la que disposa.

9.2.7.1 Concentracions a la sortida

Primerament es genera la taula 23 de concentracions de l'aire en funció de les velocitats rotacionals.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració aire
1000	0,975451
2000	0,948453
3000	0,908052
3200	0,900229
4000	0,884571
5000	0,852881
6000	0,831457

Taula 23. Concentració del aire en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

S'observa clarament la tendència descendent de la presència de l'aire al sistema. Això com és degut a l'absorció cada vegada major del gas dièsel injectat al sistema, reduint la presència de l'aire conforme la velocitat rotacional augmenta. La gràfica 353 mostra aquesta tendència de forma més clarificada.

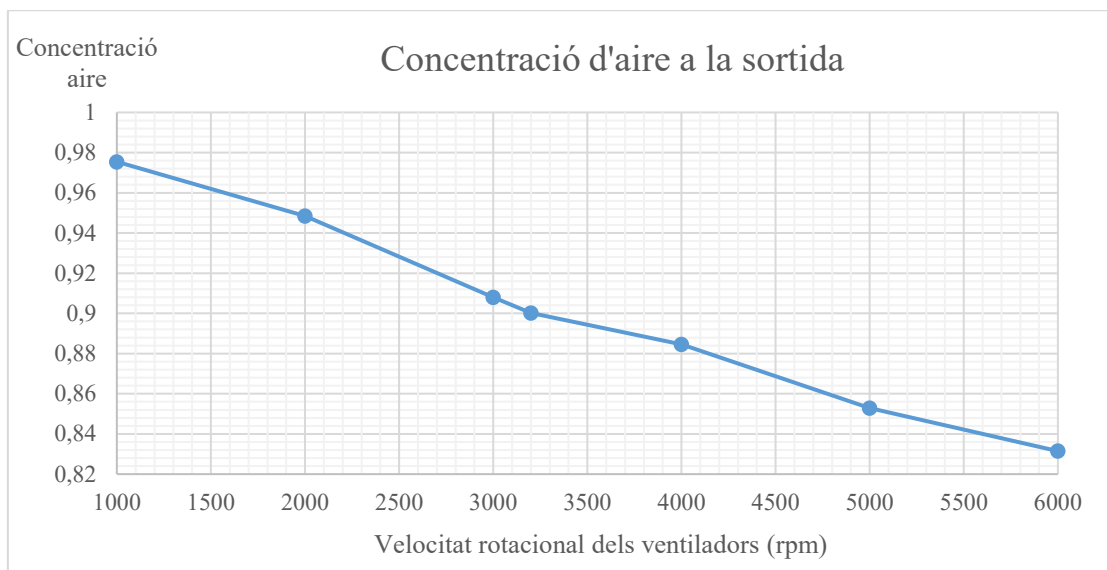


Figura 353. Gràfica de la concentració d'aire en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

S'aprecia la tendència descendent de la que es feia referència. A diferència de la variació de l'orifici que origina el venturi que s'incrementava al augmentar el diàmetre, la variació de velocitats rotacionals suposa un decreixement constant al llarg de les successives modificacions, principalment ja que deixa entrar més aire a l'interior del sistema gràcies a les depressions ocasionades.

Si es fa l'estudi de la concentració del gas dièsel a la sortida es pot observar com es la concentració restant respecte l'aire, pel que té un comportament completament oposat, tal i com es veu a la taula 24.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració gas dièsel sortida
1000	0,024549
2000	0,051547
3000	0,091948
3200	0,099771
4000	0,115429
5000	0,147119
6000	0,168543

Taula 24. Concentració del gas dièsel a la sortida en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Amb la taula es pot generar una gràfica representada a la figura 354 que permet observar més detalladament aquesta evolució creixent inversament proporcional a la del aire.

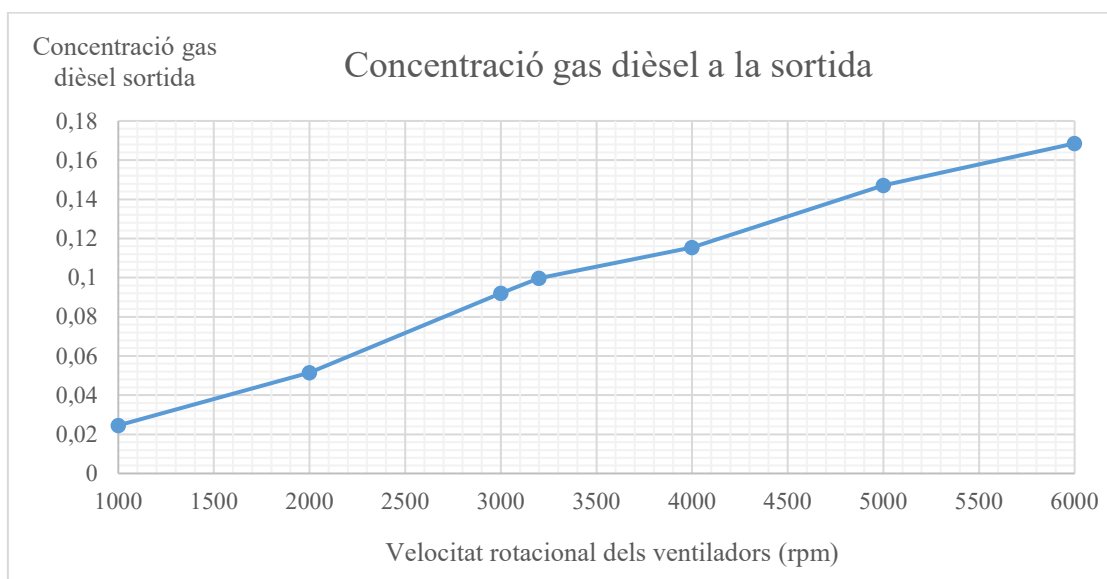


Figura 354. Gràfica de la concentració d'aire a la sortida en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

A la gràfica es pot veure aquesta evolució ascendent de la presència de gas dièsel a la sortida del sistema conforme es produeix un augment progressiu de les velocitats rotacionals dels ventiladors.

Posteriorment a l'apartat de cabals, tal i com s'ha fet a l'apartat 9.1 es podrà relacionar la dilució existent d'aquesta barreja per a les diferents proves realitzades.

La taula 25 mostra l'evolució al llarg de les proves d'un espècie bàsica del gas dièsel com es el CO_2 . Tot i no ser motiu directe d'estudi d'aquest projecte, és interessant observar com evoluciona la quantitat de concentració d'aquest component contaminant.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració CO_2
1000	0,001742979
2000	0,003659837
3000	0,006528308
3200	0,00708374
4000	0,008195459
5000	0,010445449
6000	0,01196655

Taula 25. Concentració de CO_2 en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Aquesta taula serveix per elaborar una gràfica representada a la figura 355.

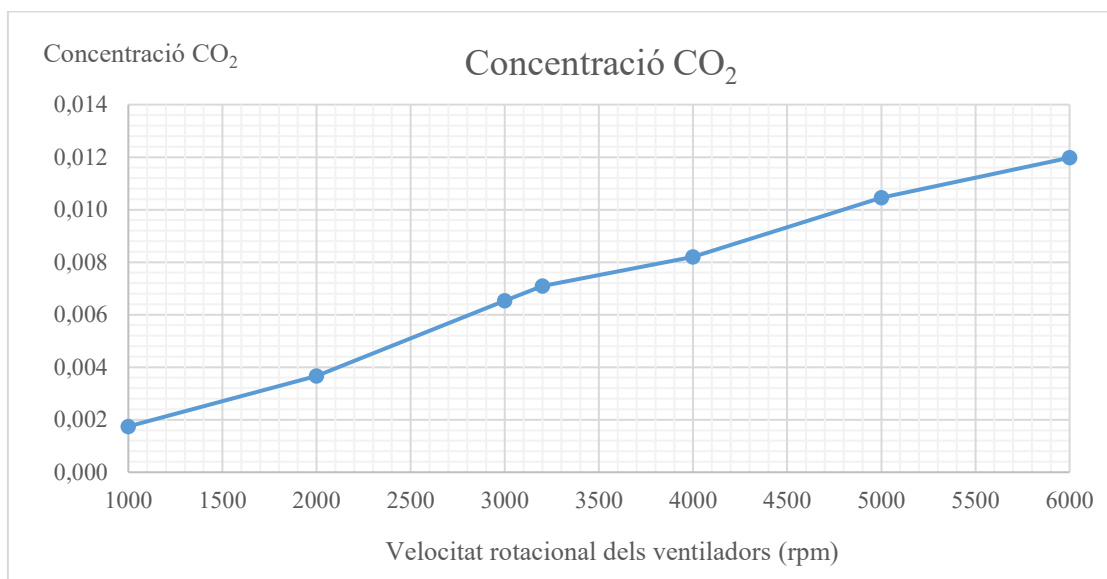


Figura 355. Gràfica de la concentració de CO_2 en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

En ella s'observa gràficament aquest augment de CO_2 conforme s'augmenta la velocitat rotacional, comportament contrari a l'aire, ja que la presència del gas dièsel de la que forma part el CO_2 és ascendent. De nou, un comportament invers al que es produïa per l'augment de diàmetres.

Si ens centrem més en l'estudi de les partícules que ens interessin, es pot desglossar primerament les partícules o espècies anomenades en aquest projecte com a residuals, que no són altres que les que tenen una proporció ínfima en comparació a altres espècies que componen el gas dièsel.

La taula 26 mostra aquesta evolució de les concentracions de les espècies residuals al llarg de les proves per diferents velocitats.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració partícules residuals
1000	$2,4549 \cdot 10^7$
2000	$5,1547 \cdot 10^7$
3000	$9,1948 \cdot 10^7$
3200	$9,9771 \cdot 10^7$
4000	$1,1543 \cdot 10^6$
5000	$1,4712 \cdot 10^6$
6000	$1,6854 \cdot 10^6$

Taula 26. Concentració de partícules residuals en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La gràfica 356 mostra la representació gràfica d'aquesta taula.

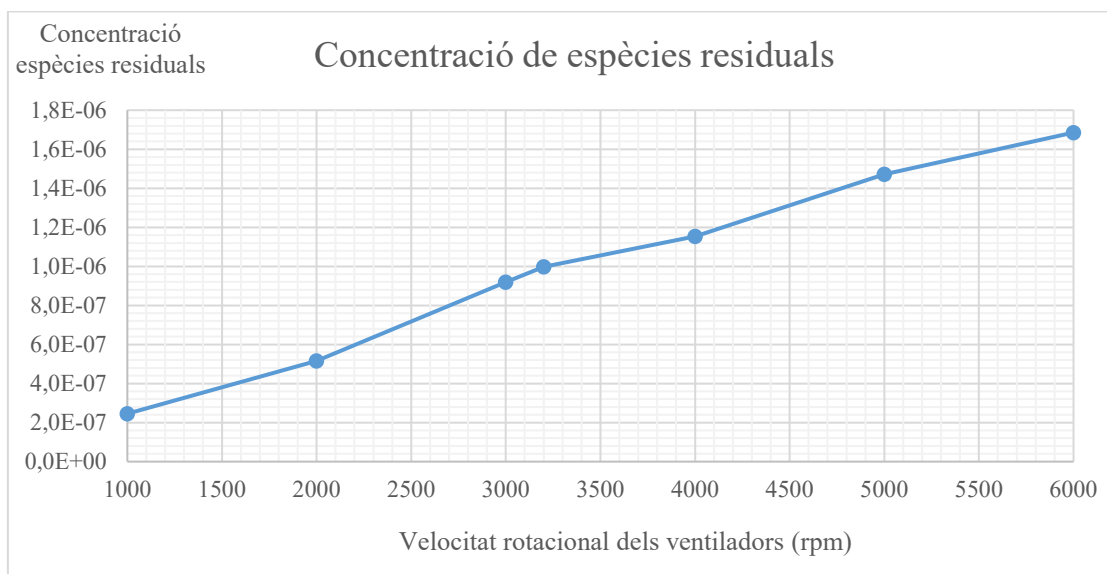


Figura 356. Gràfica de la concentració de partícules espècies en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Tal i com es podia suposar, l'evolució es molt propera a la presència del CO_2 o la que tindria la concentració dièsel al sistema, ja que tot i en menor proporció, no deixen de ser directament proporcionals a la presència d'aquest gas al formar-hi part.

Aprofundint més en els components que conformen el gas dièsel, dintre d'aquestes espècies que s'han anomenat residuals, hi són presents les partícules en suspensió. Com es lògic el comportament d'aquestes partícules serà de nou proporcional però en menor concentració al de les partícules residuals anteriorment citades i al del gas dièsel al sistema, tal i com es veu a la taula 27.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració partícules en suspensió
1000	$3,7551 \cdot 10^8$
2000	$7,8848 \cdot 10^8$
3000	$1,4065 \cdot 10^7$
3200	$1,5261 \cdot 10^7$
4000	$1,7656 \cdot 10^7$
5000	$2,2504 \cdot 10^7$
6000	$2,5781 \cdot 10^7$

Taula 27. Concentració de partícules en suspensió en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La gràfica corresponent a la taula de partícules en suspensió anteriorment exposada correspon a la figura 357.

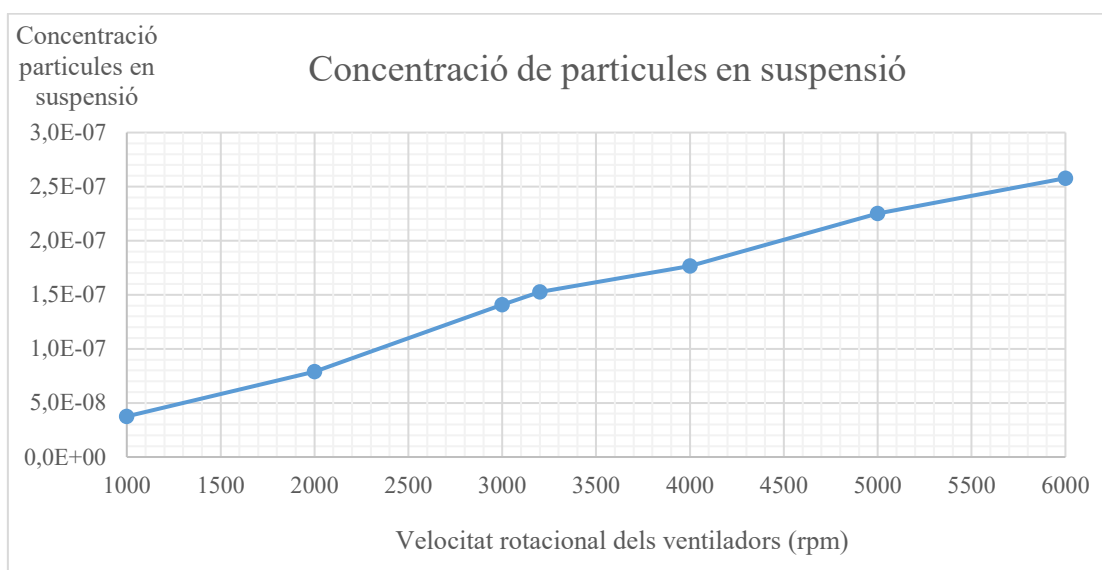


Figura 357. Gràfica de la concentració de partícules en suspensió en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

A la gràfica es pot observar comportaments incrementals molt propers a les concentracions de les espècies residuals o el CO_2 al sistema, simplement que amb una proporció molt menor. El fet de que aquestes concentracions siguin tan petites, fa que es tendeixi a utilitzar terminologia per a mesurar-les com són les unitats ppm. Les ppm o parts per milió, en aquest projecte, fan referència a la quantitat de partícules en suspensió respecte el dissolvent que representa la barreja a la sortida, a diferencia de les unitats tant per u o tan per cent que normalment s'utilitzen per estudiar concentracions.

En aquest cas, i visualitzant la concentració en tant per u del sistema, es pot observar clarament aquest augment progressiu de la concentració de partícules en suspensió del sistema conforme s'augmenta la velocitat rotacional. En el posterior capítol aquestes concentracions tindran un paper determinant, ja que serviran per comparar-les amb les capacitats de mesura del sensor ambiental estudiat, permetent delimitar el rang d'actuació del sistema en funció dels límits que el sensor estipuli.

9.2.7.2 Pressions a l'efecte venturi

La taula 28 mostra les pressions màximes prèvies a l'orifici que generarà el venturi. Serveixen de referència per veure la variació que s'ha produït entre aquest valor i la depressió posterior a l'orifici.

Velocitat rotacional (rpm)	Pressió màxima (Pa)
1000	4,12762
2000	17,9032
3000	42,0731
3200	47,5367
4000	73,2554
5000	118,964
6000	170,673

Taula 28. Pressions màximes prèvies a l'orifici en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

A partir de la taula es pot realitzar la gràfica corresponent representada a la figura 258.

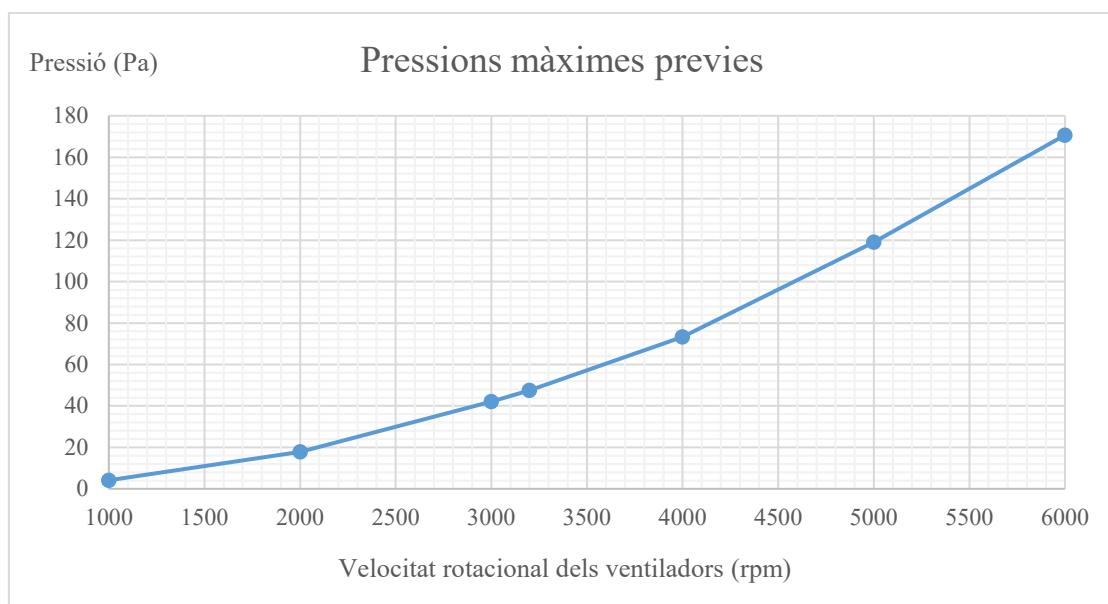


Figura 358. Gràfica de les pressions màximes prèvies a l'orifici en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

S'observa un increment exponencial de les pressions conforme s'augmenta la velocitat rotacional. Serà interessant conèixer aquesta evolució per tal de fer extrapolacions per valors no inclosos en les proves realitzades. A diferència del comportament erràtic inicial que es produïa amb les proves per diferents orificis, que va donar certs problemes de càlcul per diàmetres molt petits, les proves amb velocitats rotacionals semblen tenir un comportament més estable.

Tot i la importància de la pressió màxima, és la depressió mínima el valor més important referent a les pressions, ja que regula l'entrada del gas dièsel al sistema. La taula 29 mostra aquests valors de depressions al llarg de les diferents proves modificant les mides dels diàmetres.

Velocitat rotacional (rpm)	Depressió mínima (Pa)
1000	-2,4031
2000	-23,2406
3000	-53,4739
3200	-61,3259
4000	-100,064
5000	-157,374
6000	-226,938

Taula 29. Depressions màximes prèvies a l'orifici del venturi en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La gràfica corresponent d'aquestes depressions es la representada a la figura 259.

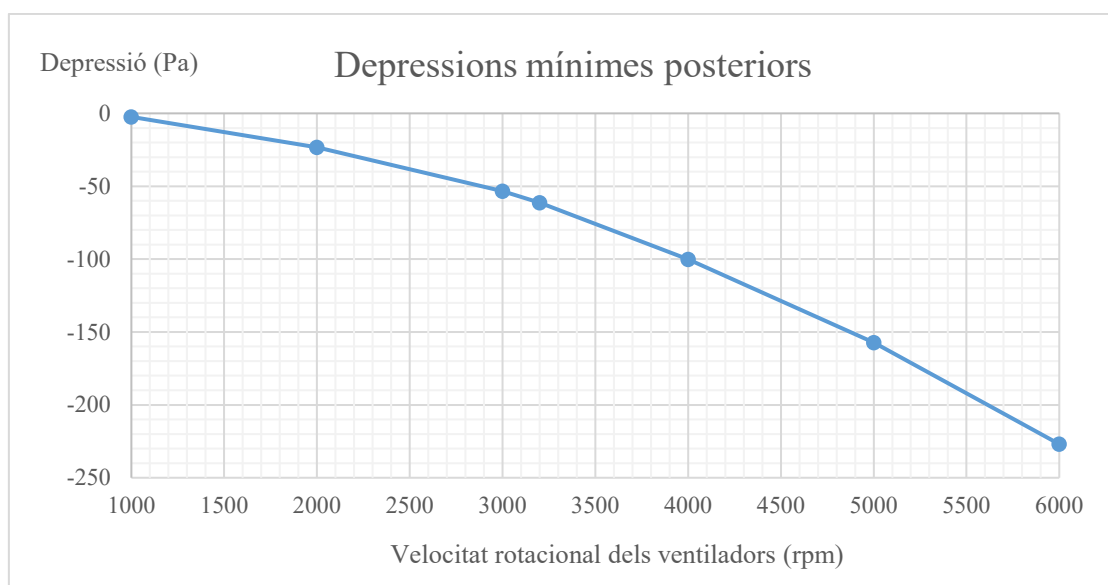


Figura 359. Depressions mínimes posteriors a l'orifici en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Al igual que passava amb les pressions màximes prèvies, les depressions mínimes posteriors a l'orifici tenen un decreixement exponencial força constant al llarg del temps. És especialment interessant veure

aquest comportament, ja que permetrà regular aquesta depressió a través de les velocitats per tal de ser adaptades a un sensor específic, incloent valors que no s'han registrat gràcies a la interpolació basada en la taula i gràfica anteriorment mostrada.

Per tal d'unificar aquests dos paràmetres i ser conscients de la variació total de les pressions ocasionada per l'orifici per diferents velocitats rotacionals, es pot calcular la diferencia entre les pressions màximes prèvies i les depressions posteriors mínimes. La taula 30 mostra aquests valors.

Velocitat rotacional (rpm)	Variació de pressions (Pa)
1000	6,53072
2000	41,1438
3000	95,5470
3200	108,8626
4000	173,3194
5000	276,3380
6000	397,6110

Taula 30. Variació absoluta de pressions entre la secció prèvia i posterior a l'orifici del venturi.

Amb els valors obtinguts d'aquesta taula es pot realitzar el gràfic d'evolució de les variacions de pressions al sistema, tal i com es veu a la figura 360.

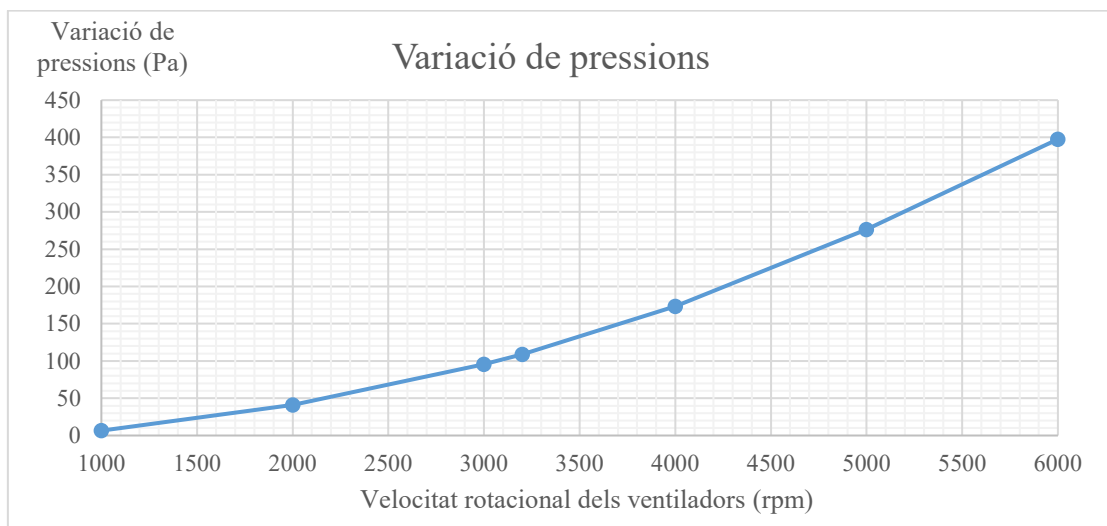


Figura 360. Gràfica de variació de pressions a les secció prèvia i posterior a l'orifici en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Tal i com ha passat per les dues pressions analitzades, el comportament referent a la variació d'aquestes pressions té un comportament exponencial, concretament d'augment d'aquesta variació conforme s'incrementa la velocitat rotacional.

El fet que explica que aquestes pressions tinguin comportament més regulars que la de les variacions de diàmetres es deu a que la variació de la velocitat rotacional no suposa una variació geomètrica de la pròpia estructura del disseny. La modificació estructural que implica la variació del diàmetre fa que no únicament es produeixi un escalament dels valors conforme es varia la velocitat, augmentant progressivament les pressions i depressions, sinó que es produeixen canvis significatius en el comportament i distribució d'aquestes pressions.

9.2.7.3 Velocitat a l'efecte venturi

Per tal d'analitzar els resultants de les velocitats màximes al venturi al llarg de les diferents proves, al igual que s'ha realitzat amb les concentracions i pressions, s'han de visualitzar els resultats d'aquestes velocitats pels diferents velocitats rotacionals dels ventiladors, tal i com es veu a la taula 31.

Velocitat rotacional (rpm)	Velocitat màxima (m/s)
1000	3,71547
2000	7,89784
3000	12,01642
3200	12,84629
4000	16,19531
5000	21,77458
6000	24,61823

Taula 31. Velocitats màximes al venturi en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La taula permet realitzar el gràfic de la velocitat màxima per cada un dels diferents diàmetres, representat a la figura 361.

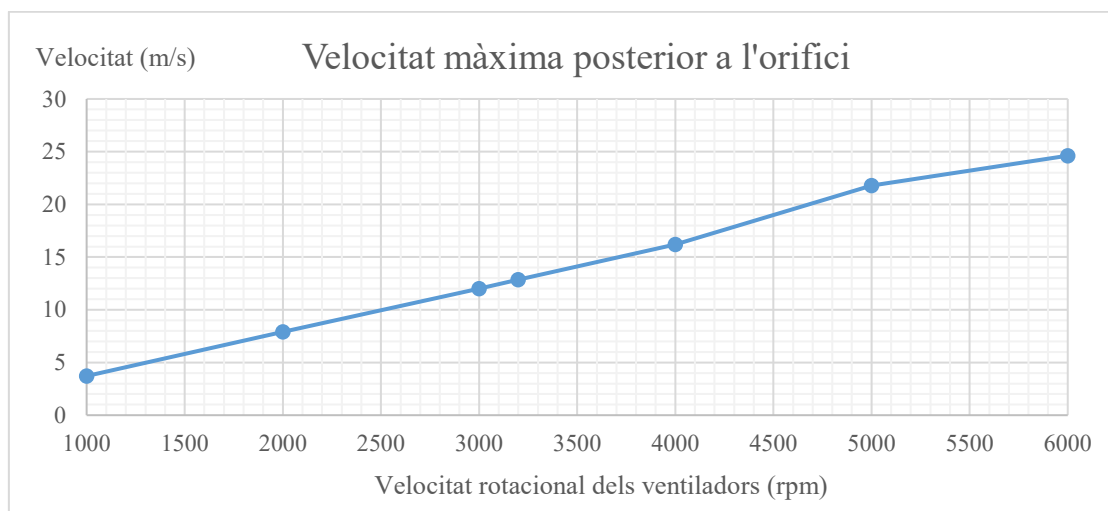


Figura 361. Gràfica de velocitats màximes a l'orifici en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La gràfica mostra un augment constant de la velocitat del aire i la barreja conforme la velocitat rotacional dels ventiladors s'incrementa, en aquest cas i a diferència de les pressions, amb un comportament lineal i no exponencial. Aquest augment de velocitats lineals està molt relacionat amb la constant disminució de les pressions mínimes (o augment de les depressions mínimes) posteriors a l'orifici, que alhora afecta significativament a la concentració i cabals del gas dièsel a l'interior del sistema. De nou els valors de la velocitat semblen menys erràtics que els obtinguts per les variacions de diàmetres, que tal i com ja s'ha explicat anteriorment, es degut principalment a que la variació de la velocitat no implica una modificació estructural del disseny de la geometria, que afecti al propi comportament i moviment dels vectors de velocitat lineal.

9.2.7.4 Cabal màssic

L'estudi numèric del cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema es veu representat a la taula 32.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic gas dièsel a l'entrada (kg/s)
1000	3,36666E-05
2000	8,59726E-05
3000	0,000157473
3200	0,000172469
4000	0,000219182
5000	0,000275014
6000	0,000355915

Taula 32. Cabal màssic del gas dièsel entrant al sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La gràfica de la figura 362 exemplifica l'evolució del cabal dièsel al llarg de les diverses proves.

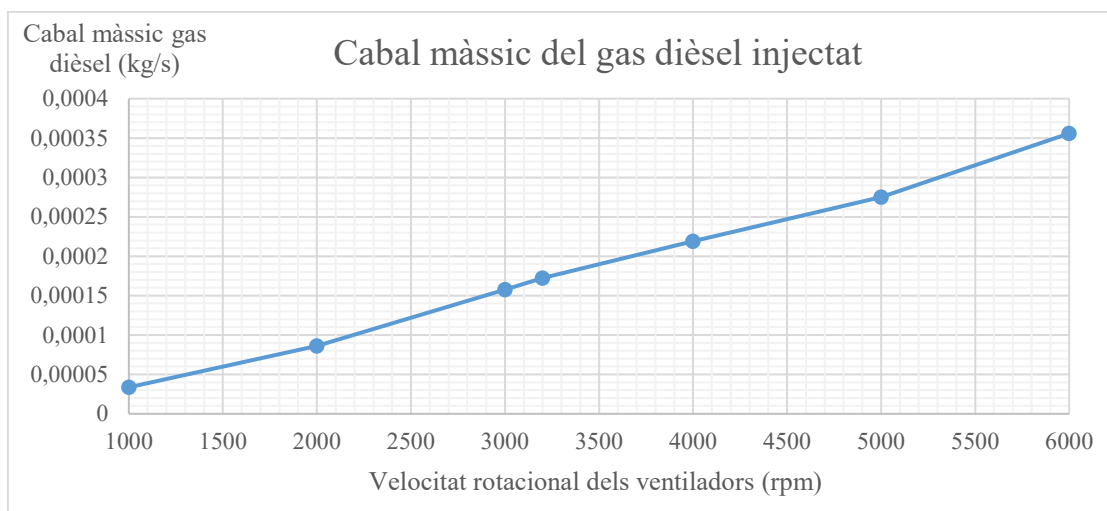


Figura 362. Cabal màssic del gas dièsel a la sortida del sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Veiem que conforme s'incrementa la velocitat rotacional, la quantitat de cabal màssic del gas dièsel que entra al sistema augmenta. Aquest fet ja s'ha anat pressuposant per valors anteriors com els de la concentració, pressions o velocitats, els quals ja pressuposaven que s'afavoriria aquest augment del gas injectat a l'interior del sistema.

L'anterior anàlisi es produïa en una secció corresponent al tubet per on s'injecta el gas dièsel. Si es focalitza l'estudi a la sortida del sistema, en la barreja d'aire i gas dièsel produïda amb posterioritat a l'orifici del venturi, s'obté la taula 33.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic barreja a la sortida sistema (kg/s)
1000	0,00183193
2000	0,00393104
3000	0,00604392
3200	0,00647561
4000	0,00816801
5000	0,0102448
6000	0,0123792

Taula 33. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema.

En ella es pot observar la tendència ascendent conforme s'incrementa la velocitat rotacional dels ventiladors, tal i com ja s'ha intuït a la primera prova en comparació amb el cabal de referència. Aquest augment es lògic ja que una major velocitat de rotació comporta una absorció major d'aire del exterior així com una entrada del gas dièsel, tal i com s'ha vist a l'anterior gràfica. La gràfica corresponent a la figura 363 mostra aquesta tendència de forma més clarificadora de la barreja a la sortida del sistema.

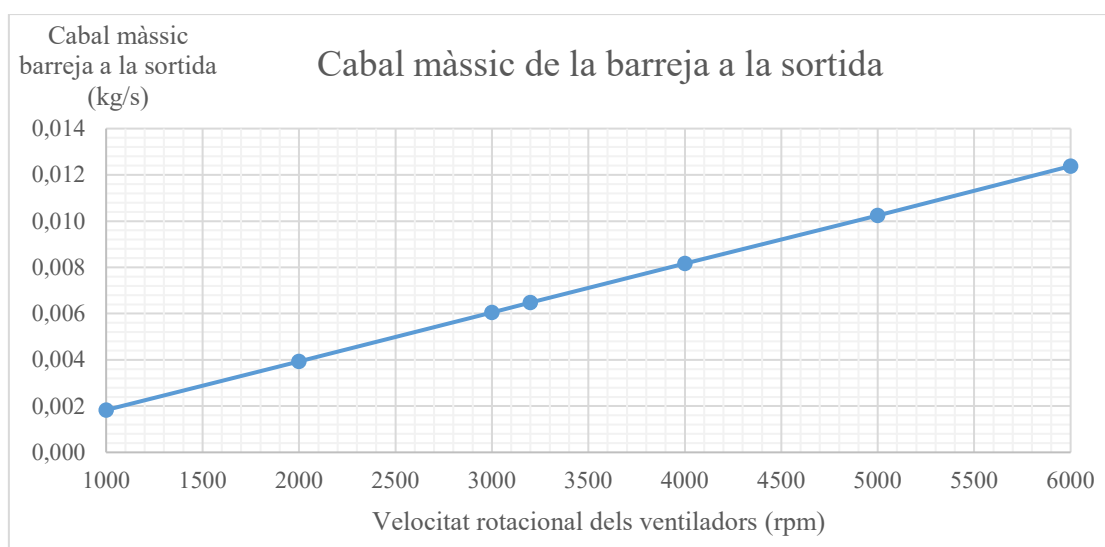


Figura 363. Cabal màssic de la barreja a la sortida del sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

En ella es pot observar com el comportament d'aquest cabal de sortida de la barreja total, és ascendent, pràcticament lineal i progressiu. El motiu que aquesta gràfica tingui un recorregut ascendent més constant en comparació al gas dièsel, es deu a que no són valors tan reduïts com en el cas dels cabals d'entrada, facilitant que els errors de càlcul computacionals no estiguin tan presents.

Si s'analitza l'aire a la sortida, que es l'element restant de la barreja, tindrà un comportament representat per la taula 34.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic aire (kg/s)
1000	0,00178696
2000	0,00372841
3000	0,00548819
3200	0,00582953
4000	0,00722518
5000	0,00873759
6000	0,0102928

Taula 34. Cabal màssic de l'aire de la barreja a la sortida del sistema.

El gràfic corresponent a aquesta gràfica es veu exemplificat a la figura 364.

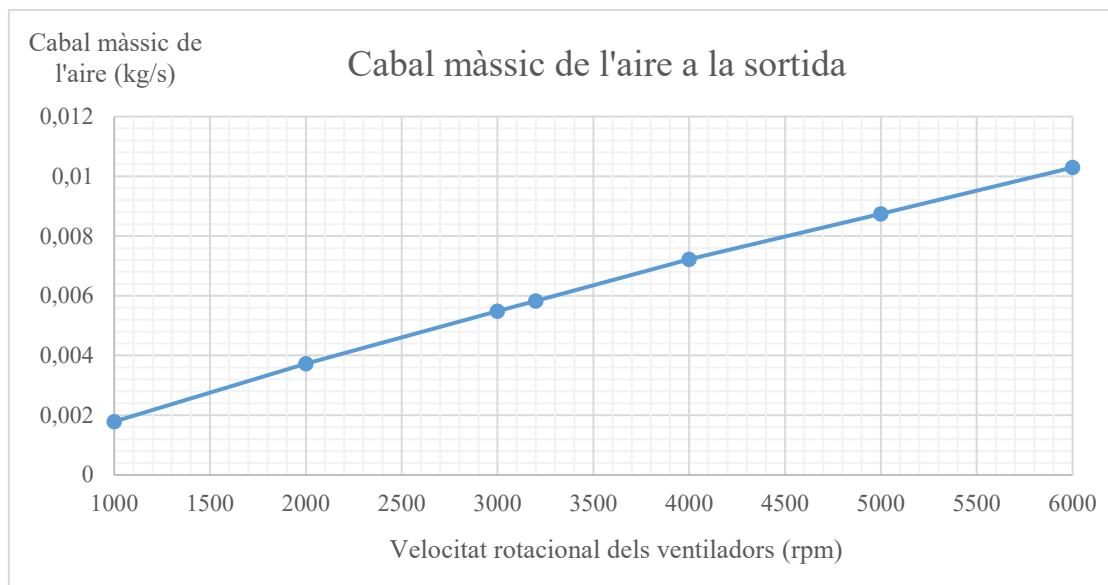


Figura 364. Cabal màssic de l'aire a la sortida del sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

El primer que sorprèn es la similitud d'aquest cabal màssic d'aire amb el cabal màssic de la barreja de sortida. Això es degut a que la concentració d'aire a la barreja és molt elevada, pel que els valors totals de la barreja i els corresponents únicament a l'aire són molt pròxims. S'observa un increment lleugerament exponencial amb l'augment de velocitat rotacional dels ventiladors.

El cabal màssic del aire augmenta lleugerament tot i la reducció de la concentració de l'aire a la sortida, com s'ha vist a la gràfica de concentracions. Això es deu a que tot i una tendència negativa de la concentració, el cabal resultant total segueix sent elevat, i la proporció de aire, tot i haver-se reduït, segueix essent majoritària.

Es pot observar també a la taula 35, el cabal màssic del gas dièsel present a la sortida, el qual es reitera, no s'ha de confondre amb el gas dièsel injectat que entra al sistema.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic gas dièsel sortida (kg/s)
1000	0,000044972
2000	0,000202633
3000	0,000555726
3200	0,000646078
4000	0,000942825
5000	0,001507205
6000	0,002086428

Taula 35. Cabal màssic del gas dièsel a la sortida de la barreja a la sortida del sistema.

Amb la gràfica corresponent a la figura 365 es podrà observar com es produeix una tendència contrària a l'efectuada per el cabal màssic d'aire.

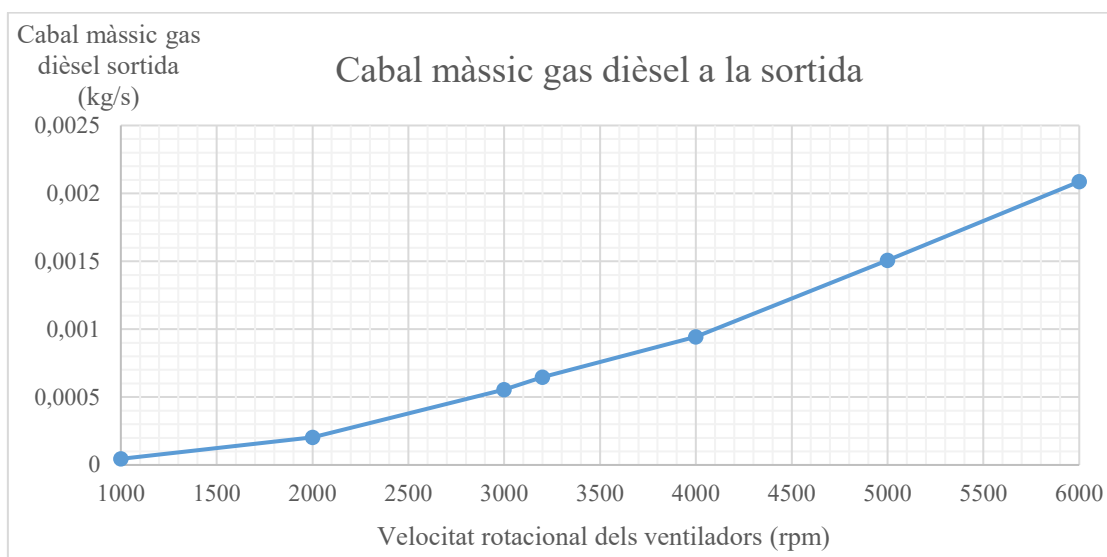


Figura 365. Cabal màssic de l'aire a la sortida del sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

A la gràfica s'observa l'increment lleugerament exponencial del cabal màssic del gas dièsel amb l'augment de la velocitat rotacional dels ventiladors. El primer que sorprèn d'aquesta gràfica, especialment si es compara amb la de variació de diàmetres, és que augmenta de forma exponencial al llarg de tot l'increment de velocitats rotacionals, a diferència del que passava amb els diàmetres. Això

es degut a la multiplicació de les concentracions del gas dièsel respecte el cabal total. En el cas dels diàmetres, tot i que el cabal total si augmentava conforme s'incrementava el diàmetre, la concentració de gas dièsel es reduïa, fet que acabava portant a decreïxer el cabal màssic del gas dièsel a la sortida a partir d'un cert increment de la mida dels diàmetres. Tornant al cas que preocupa al projecte, les velocitats, tant al cabal màssic total com la concentració de del gas dièsel, augmenten conforme s'augmenta la velocitat rotacional, fet que origina que l'augment sigui exponencialment ascendent, i no es produeixi el comportament del apartat 9.1.7.4.

Per tal de veure l'evolució al llarg de les proves per diferents velocitats, es pot observar la taula 36, que representa l'evolució del CO₂.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic CO ₂ (kg/s)
1000	3,19302E-06
2000	1,4387E-05
3000	3,94566E-05
3200	4,58715E-05
4000	6,69406E-05
5000	0,000107012
6000	0,000148136

Taula 36. Cabal màssic de CO₂ de la barreja a la sortida del sistema.

Tal i com ja s'ha comentat, tot i que aquest component de CO₂ és de vital importància per la contaminació ambiental, no ho es per l'estudi concret d'aquest projecte, focalitzat primàriament en l'anàlisi de les partícules en suspensió. De totes maneres, és interessant observar la figura 366 que mostra com evoluciona el cabal de CO₂, especialment comparat amb la variació de diàmetres.

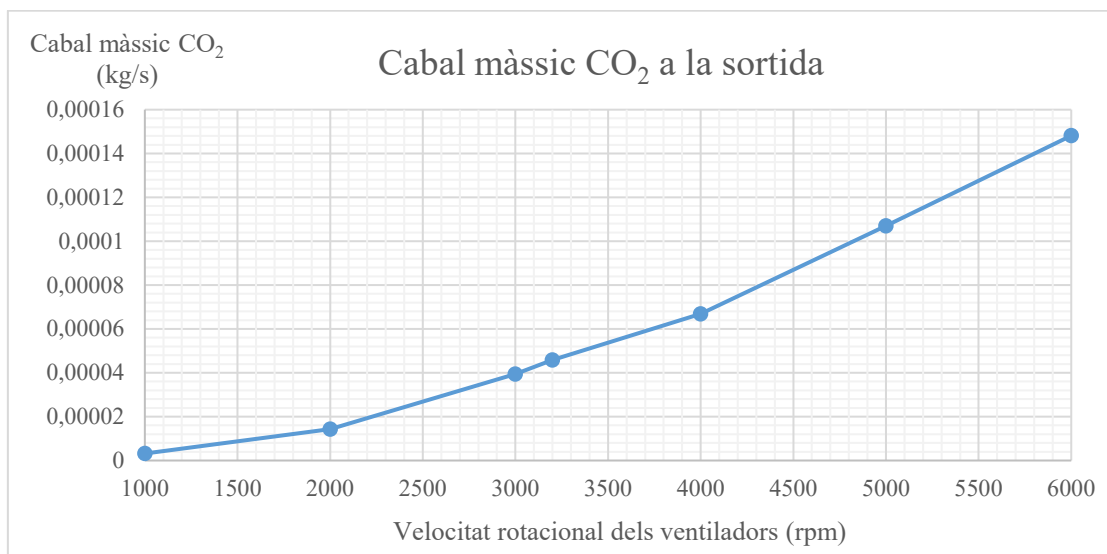


Figura 366. Cabal màssic del CO₂ a la sortida del sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

D'igual manera que passava amb els diàmetres, l'evolució del cabal de CO_2 és pràcticament idèntic al del gas dièsel, únicament amb valors inferiors corresponents a la concentració que ocupa el CO_2 al gas dièsel.

A la taula 37, es pot observar la variació del cabal màssic de les espècies residuals conforme s'augmenta progressivament la velocitat dels ventiladors.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic espècies residuals (kg/s)
1000	4,4972E-10
2000	2,0263E-09
3000	5,5573E-09
3200	6,4608E-09
4000	9,4283E-09
5000	1,5072E-08
6000	2,0864E-08

Taula 37. Cabal màssic de les espècies residuals de la barreja a la sortida del sistema.

La representació gràfica d'aquesta taula es veu plasmada a la figura 367.

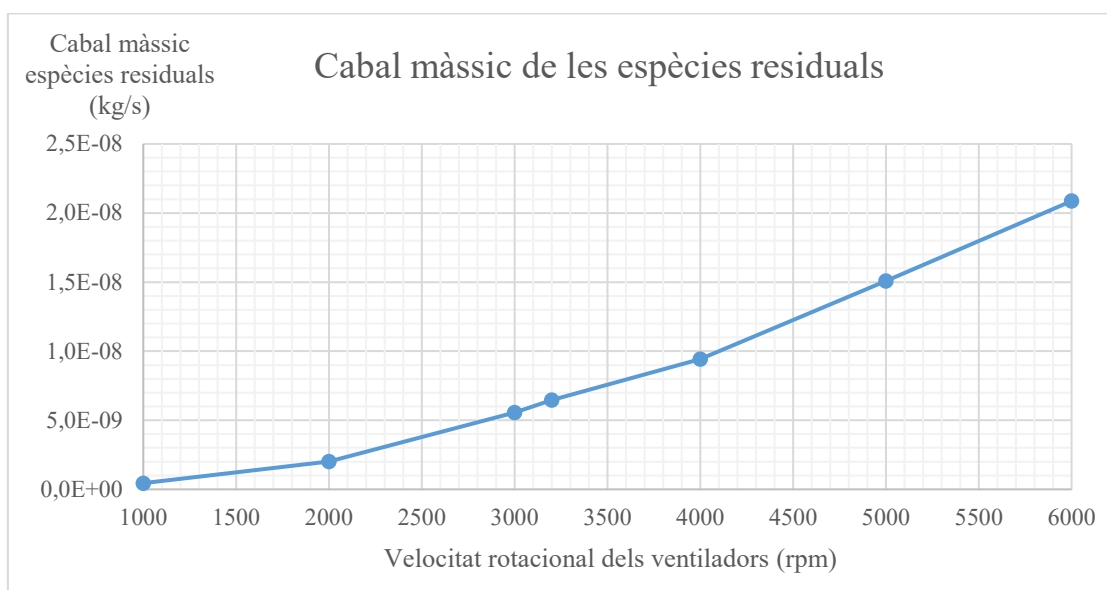


Figura 367. Cabal màssic de les espècies residuals a la sortida en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

El comportament de les anomenades espècies residuals suposa un increment exponencial molt semblant al produït al gas dièsel i CO_2 , d'igual manera que passava amb les variacions del diàmetre.

Centrant-nos en les partícules en suspensió que interessa analitzar en aquest projecte, s'obté la taula 38 que representa els valors d'aquestes partícules al llarg de les diferents proves per velocitats rotacionals ascendents.

Velocitat rotacional (rpm)	Cabal màssic partícules en suspensió (kg/s)
1000	6,8791E-11
2000	3,0996E-10
3000	8,5006E-10
3200	9,8826E-10
4000	1,4422E-09
5000	2,3055E-09
6000	3,1915E-09

Taula 38. Cabal màssic de les partícules en suspensió de la barreja a la sortida del sistema.

D'aquesta taula s'elabora la gràfica representada a la figura 368 que facilita el seu estudi d'aquestes partícules en suspensió.

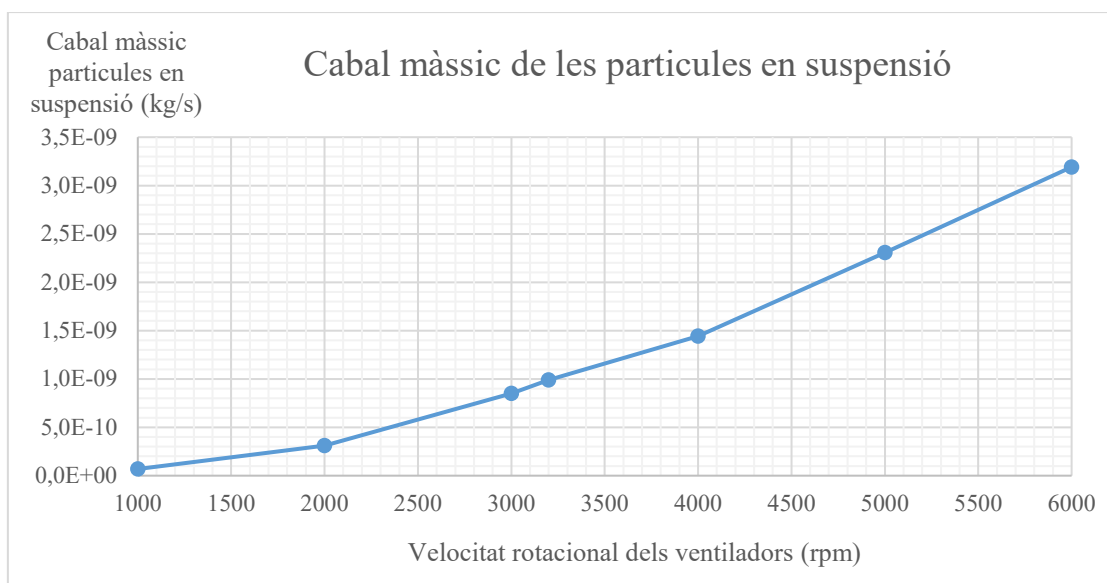


Figura 368. Cabal màssic de les partícules en suspensió a la sortida del sistema en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

La gràfica, al igual que les de les espècies residuals, el CO₂ i el gas dièsel, té un comportament incremental exponencial. Això es deu a que com ja es va exposar a l'apartat dels diàmetres, aquestes espècies formen part del gas dièsel en diferents concentracions, pel que tot i que el seu valor defereixi en quantitat en funció de la proporció dintre del gas dièsel, el seu comportament qualitatiu al llarg de les modificacions serà pràcticament idèntic. Aquesta evolució exponencial fa preveure un descontrol a l'entrada del gas per velocitats més elevades de 6000 rpm, pel que s'ha de vigilar l'experimentació per valors rotacionals massa elevats.

Destacar, d'igual forma que als diàmetres, com aquests resultats de les partícules en suspensió són els que tenen uns valors més reduïts dels estudiats fins ara. Això comporta que l'error relatiu amb el que es treballarà en el posterior capítol, especialment a les concentracions, serà més elevat que per altres components o valors amb els que s'ha treballat anteriorment en aquest projecte.

9.2.7.5 Dilució de la barreja

La dilució en aquest apartat fa referència a l'evolució de la diferencia entre el cabal màssic de gas dièsel (solut) i l'aire (dissolvent), conforme es varien les velocitats rotacionals dels ventiladors, les quals afectaran directament a la presència del aire al sistema i a la injecció del gas dièsel.

Amb aquests dos valors del cabals màssics de l'aire i el gas dièsel, s'ha obtingut per a cada prova el percentatge de dilució que s'ha produït al sistema, tal i com es pot observar a la taula 39.

Velocitat rotacional (rpm)	Dilució percentual del gas dièsel a l'aire (%)
1000	2,52
2000	5,43
3000	10,13
3200	11,08
4000	13,05
5000	17,25
6000	20,27

Taula 39. Dilució percentual del gas dièsel a l'aire en funció dels diàmetres de l'orifici.

Conforme s'augmenta la velocitat de rotació dels ventiladors, la dilució del gas dièsel a l'aire es veu augmentada, degut principalment a uns valors de cabal d'aire, tot i que incrementals, força estabilitzats, i a l'hora, una presència força major del gas dièsel que es permet injectar al sistema.

S'observa com els rangs de dilució de la barreja resultant a la sortida del sistema van del 2,5% fins al 20,3%, de nou, suficients per a les sensibilitats dels sensors ambientals.

Per tal de veure gràficament com evoluciona la dilució s'ha generat la gràfica corresponent a la figura 369 mostrada a continuació.

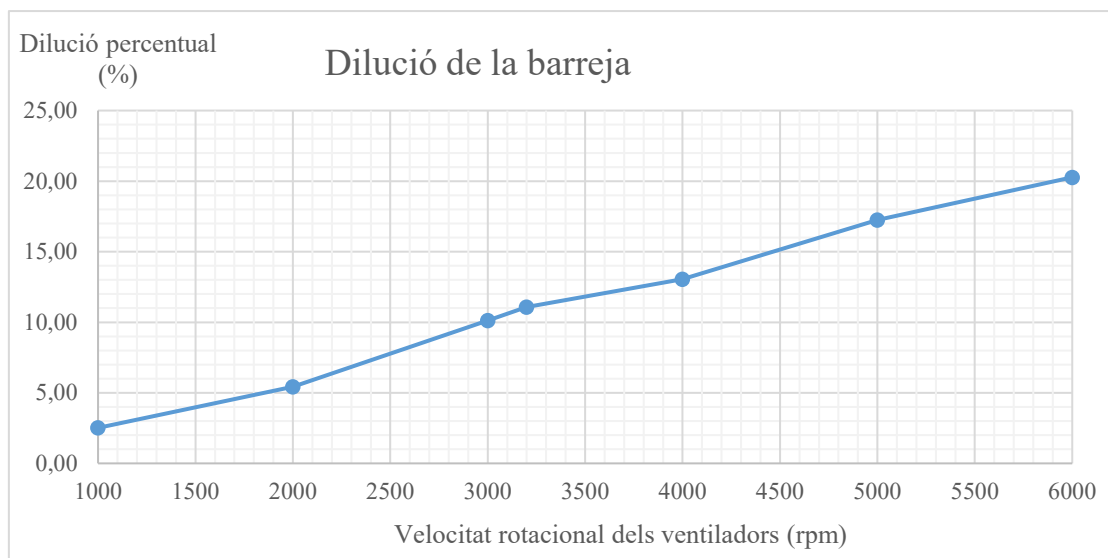


Figura 369. Dilució percentual del gas dièsel a l'aire en funció de les velocitats de rotació dels ventiladors.

Es pot observar a la gràfica com el que s'havia exposat durant les realitzacions de les proves, al igual que a l'apartat anterior, s'acaba visualitzant. Es produeix un augment progressiu, tot i que lleugerament irregular, de la dilució conforme s'augmenta la velocitat rotacional dels ventiladors. Això permet observar quina quantitat de gas està present a la sortida en funció de l'aire impulsat pels ventiladors gràcies a la regulació de la seva velocitat rotacional, facilitant a les empreses visualitzar i controlar si les capacitats dels seus sensors ambientals permeten aquesta dilució.

9.3 Posició del tub d'entrada del gas dièsel

Tot i que les dos principals modificacions inicialment plantejades per tal de regular l'entrada del gas al sistema eren únicament la variació del diàmetre i velocitats, també s'havia plantejat de forma secundària la posició d'entrada del tub per on s'injecta el gas dièsel. Els motius pel qual al final no s'han plasmat als resultats són varis:

- El model experimental que s'havia realitzat no contemplava la possible modificació de l'entrada d'aquest gas, ja que per exemple, no s'havien realitzat forats addicionals en posicions prèvies o posteriors al finalment realitzat. Això suposava que a efectes pràctics, a diferència de les dues modificacions realitzades, no s'havia demostrat que experimentalment es podia realitzar aquesta modificació sense afectar significativament al sistema.
- Proves realitzades de forma computacional donaven com a resultats canvis molt petits en comparació a les proves per diàmetres o velocitats rotacionals, fent poc viable un posterior anàlisi.
- La posició inicialment estipulada per a l'entrada del gas respecte l'orifici que genera el venturi, tal i com s'ha pogut observar en diferents anàlisis, especialment qualitius, mostra com tan pressions com velocitats arriben a afectar de forma directa a la posició on es produeix la injecció d'aquest gas, fet més que suficient per realitzar un correcte estudi.

9.4 Número de proves realitzades i variables estudiades

Inicialment s'havia plantejat realitzar les proves de diferents velocitats per cada un dels diferents diàmetres exposats a l'apartat anterior, i alhora, realitzar les proves de cada velocitat per els sis diàmetres diferents. Tot i que potser a nivell experimental no resulta un temps tan elevat el canviar la plantilla i la velocitat per mesurar cada prova, pel càlcul computacional suposa un augment del temps d'estudi total molt elevat. S'ha de tenir present que les proves realitzades anteriorment han suposat un temps de càlcul computacional de 24 a 40 hores aproximadament depenent del diàmetre o velocitat estudiat. Per fer-nos una idea del temps de càlcul que suposaria el total d'aquest estudi, s'hauria de tenir present que serien un total de 36 proves, a diferència de les 12 actuals. Per fer-se una idea del temps total, sense tenir present erros, problemes o divergències, s'estaria suposant un total de 864 hores en cas de que totes les proves triguessin únicament 24, fins un màxim de 1724 hores si triguessin 48. Per tal de veure la diferència en el temps de càlcul, el temps trigat per realitzar les 12 proves es mínim de 288 hores i màxim de 576 hores, temps substancialment inferior a 36 proves.

Aquest temps és únicament tenint present la realització de les proves una vegada validat un model de referència, com el cas de 28,5 mm de diàmetre i 3200 rpm de velocitat rotacional. Per arribar aquest model de referència s'han hagut de realitzar multitud de proves molt més complexes amb diferents models de càlcul i condicions de contorn diferents, per tal de validar-lo, com s'ha exposat al capítol 8 del projecte.

S'ha escollit analitzar únicament concentracions a la sortida, pressions i velocitats a l'efecte venturi, cabal màssic i dilució ja que eren les principals variables que és volien estudiar per tal de determinar com afecta la variació dels orificis o les velocitats de gir dels ventiladors. De nou, per limitacions de temps no s'ha pogut aprofundir més en altres variables interessants, tot i que no imprescindibles, com podrien ser la viscositat o temperatura, entre d'altres.

10 IMPLEMENTACIÓ SENSOR

10.1 Viabilitat de la mesura del sensor

En aquest últim capítol previ a les conclusions finals, s'implementaran els resultats obtinguts a les concentracions del capítol anterior, per tal d'adequar-los al sensor ambiental de partícules exposat a l'apartat 2.7.

La intenció principal de dissenyar gràfiques en funció de diversos paràmetres fàcilment modificables com són el diàmetre d'obertura de l'orifici que genera el venturi i la velocitat de rotació tenen l'objectiu principal de permetre a les empreses estudiar la viabilitat d'implementació del sensor del que es disposa o es disposarà, per tal de preveure de forma aproximada el comportament d'aquest.

Per validar la idoneïtat del sensor, la principal referència és el rang de capacitat de mesura de les concentracions, en el cas d'aquest projecte, la barreja resultant de la dilució del gas dièsel provinent del tub d'escapament amb l'aire que circula al tub. Existeixen altres limitacions originades per pressions, velocitats excessives o cabals, tots ells representats al capítol anterior, però per tal de focalitzar l'anàlisi d'aquest projecte, i no allargar-se de forma excessiva, s'ha preferit centrar-se únicament en les concentracions. Això permetrà comprovar l'adaptació del sensor que inicialment havia de ser utilitzat de forma experimental al projecte, però que per motius externs a ells no s'ha pogut utilitzar, tal i com una empresa faria per tal de determinar o no l'ús d'aquest sistema. De forma complementaria, els resultats del capítol anterior, permeten extrapolar valors fora dels rangs d'estudi, facilitant preveure situacions no estudiades en aquest projecte.

Per no entrar de nou en l'anàlisi del sensor, es limitarà a adjuntar la captura de la fixa tècnica referent a la capacitat del sensor per mesurar una determinada quantitat de partícules, representada a la figura 370.

Technical Index

Parameter	Index	unit
Range of measurement	0.3~1.0; 1.0~2.5; 2.5~10	Micrometer (μm)
Counting Efficiency	50% \leq 0.3 μm 98% \geq 0.5 μm	
Effective Range (PM2.5 standard)	0~500	$\mu g/m^3$
Maximum Range (PM2.5 standard) *	\geq 1000	$\mu g/m^3$
Resolution	1	$\mu g/m^3$

Figura 370. Fitxa tècnica del sensor de partícules estudiat.

Inicialment es pot observar en aquesta fitxa que es tracta d'un sensor PM2.5 (Particle Matters de 2.5). Tot i que parla del rang de mida de les partícules en μm , en aquest cas estudiat interessaria especialment el rang de concentracions que permet analitzar. L'especificació de partícules en suspensió a 2.5 suposa la delimitació de mesura a un rang de concentracions de partícules dintre del aire, o en el cas d'aquest projecte, dintre de la barreja aire i gas dièsel. Les unitats representades per exemplificar aquesta limitació del sensor són $\mu\text{g}/\text{m}^3$, tot i que normalment per partícules d'aquesta mida es treballa amb mg/m^3 o ppm (parts per milió).

El rang efectiu de mesura de concentracions amb partícules en suspensió per aquest sensor va de $0 \mu\text{g}/\text{m}^3$ a $500 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Per valors superiors segueix podent realitzar mesures tot i que a una efectivitat menor, fins a concentracions de $1000 \mu\text{g}/\text{m}^3$ màximes. Per visualitzar millor aquest rang, es passarà a mg/m^3 dividint per 1000, i obtenint un rang de 0 a $0,5 \text{ mg}/\text{m}^3$ efectiu amb un màxim de $1 \text{ mg}/\text{m}^3$.

Les concentracions obtingudes al capítol 9, més concretament als apartats 9.1.7.1 pel cas dels orificis de diferent diàmetre i 9.2.7.1 per la variació de la velocitat rotacional dels ventiladors, serviran de punt de partida per al càlcul de ppm al sistema i posteriorment mg/m^3 per tal de comparar-ho amb els rangs existents al sensor. Els ppm representen la concentració en unitats de milió donada la reduïda mida de les partícules en suspensió que es desitja mesurar, a diferència de valors de mesura més estàndards com tant per u (o tan per cent), utilitzat en multitud d'ocasions en aquest mateix projecte. Bàsicament determina la quantitat de solut, en aquest cas partícules en suspensió, que hi ha present al dissolvent, és a dir, la barreja d'aire i gas dièsel.

Es realitzarà el càlcul numèric únicament per la primera prova inicial de 5 mm, tal i com es va fer al capítol 9, i un cop finalitzats els càlculs, s'adjuntaran les taules en ppm i mg/m^3 , per a cada una de les proves tan per diàmetre d'orificis com per velocitat rotacional dels ventiladors, incloent-hi la prova de referència de 28,5 mm i 3200 rpm.

El càlcul dels ppm a partir del tant per u segueix l'equació 10.1 exposada a continuació.

$$ppm = \frac{tpu * 1000000}{1} = \frac{2,8581 * 10^{-7} * 1000000}{1} = 0,2858 \quad (10.1)$$

La concentració en funció de les parts per milió és 0,2858. Existeixen 0,2858 parts de solut de partícules en suspensió, per cada milió de dissolvent en forma de barreja existent a la sortida d'aquest projecte.

Un cop obtingut aquest valor de ppm, el següent pas directe es calcular la concentració en funció de mg/m^3 per tal de poder comparar-ho amb els valors propis del sensor. Per tal d'obtenir aquesta conversió de mg/m^3 a ppm, s'haurà de considerar que es tracta de gasos ideals, utilitzant formulació de la llei de gasos ideals representada a l'equació 10.2, per tal d'obtenir els resultats desitjats.

$$PV = nRT \quad (10.2)$$

Es considerarà la temperatura i la pressió constants a l'ambient, pel que la T serà de 25°C , que passats a kèlvins són 298K, i la pressió d'1 atm. La constant de R també serà coneguda, la qual serà $0,08205746 \text{ dm}^3\cdot\text{atm/K}\cdot\text{mol}$. Sabent aquests valors, es pot aïllar totes aquestes constants, obtenint el valor calculat a l'equació 10.3.

$$\frac{V}{n} = \frac{RT}{P} \rightarrow \text{Constant} = \frac{RT}{P} = \frac{0,08205746 \cdot 298}{1} = 24,465431699 \quad (10.3)$$

Es guarden tots els decimals per aquesta constant, ja que es treballa de forma directe amb ells amb valors de concentracions molt reduïts que pot afectar significativament al seu resultat.

El següent objectiu es el d'obtenir el pes molecular de la barreja estudiada. Aquest pes molecular variarà segons la prova, ja que la concentració d'aire i gas dièsel es veu directament afectada. Es realitzarà el càlcul aproximat d'aquest pes molecular per la barreja a 5mm, però s'haurà de repetir per a cada una de les proves. Aquesta taula serà inclosa amb posterioritat. La formulació química bàsica per trobar els valors de la barreja, suposarà realitzar la suma dels valors de pes molar dels components principals que integren el gas dièsel, amb el pes molar del aire.

Per calcular per 5 mm s'ha de tenir present primerament la concentració de aire i gas dièsel a la sortida del sistema, la qual és 0,813152 i 0,186848, respectivament.

Sabem primer de tot que els components químics que componen l'aire són principalment N_2 , que té un pes molecular de 28,0134 g/mol amb una concentració a l'aire de 0,7808, O_2 té un pes molecular de 32 g/mol amb 0,2095 i Ar de 39,944 amb 0,0093.

Per tant, el càlcul del pes total simplement es aplicar l'equació 10.4 per a la taula 40.

	Pes molecular gas dièsel (g/mol)	Percentatge màssic
N ₂	28,016	0,7808
O ₂	32	0,2095
Ar	39,944	0,0097

Taula 40. Composició del aire.

$$Pes\ molar\ aire = 28,016 * 0,7808 + 32 * 0,2095 + 39,944 * 0,0093 = 28,9504\ g/mol\ (10.4)$$

S'ha de fer el mateix que s'ha fet per l'aire amb el gas dièsel utilitzat. La composició d'aquest gas difereix molt depenen del model de cotxe, però s'utilitzaran les composicions ja referides al capítol 2 del projecte, que són generalistes. Per tant, els elements químics que ho componen són els representats a la taula 41.

	Pes molecular gas dièsel (g/mol)	Percentatge màssic
N ₂	28,016	0,752
O ₂	32	0,15
CO ₂	44,01	0,071
H ₂ O	18,0153	0,026

Taula 41. Composició del gas dièsel.

La taula no inclou altres components de percentatge molt reduït i de pes molecular divers com poden ser precisament les partícules en suspensió estudiades. El càlcul del pes molecular del gas dièsel es veu representat a l'equació 10.5.

$$Pes\ molar\ diesel\ gas = 28,016 * 0,752 + 32 * 0,15 + 44,01 * 0,0071 + 18,0153 * 0,026\ (10.5)$$

$$Pes\ molar\ disel\ gas = 29,4611\ g/mol$$

Amb aquests dos pesos molars es pot calcular aproximadament la composició que tindrà la barreja a l'equació 10.6, suposant que les concentracions seran les específiques de 5 mm: 0,8131 d'aire i 0,1868 de gas dièsel.

$$Pes\ molar\ barreja = 28,9504 * 0,8131 + 29,4611 * 0,1868 = 29,0458\ g/mol\ (10.6)$$

Aquest procediment referent a l'equació 10.6 s'haurà de fer per les diferents proves ja que variarà la composició d'aire i gas dièsel present a la barreja. Les taules 42 i 43 fan mostren el pes màssic de cada una d'aquestes proves, tan de la variació del diàmetre com de la velocitat rotacional, respectivament.

Diàmetre (mm)	Concentració barreja		Pes molecular barreja (g/mol)
	Aire	Dièsel	
5	0,8132	0,1868	29,0458
10	0,8316	0,1684	29,0364
20	0,8620	0,1380	29,0209
28,5	0,9002	0,0998	29,0013
30	0,9097	0,0903	28,9965
40	0,9425	0,0575	28,9798
50	0,9672	0,0328	28,9671

Taula 42. Pes molecular de la barreja per les diferents diàmetres de l'orifici.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració barreja		Pes molecular barreja (g/mol)
	Aire	Dièsel	
1000	0,9755	0,0245	28,9723
2000	0,9485	0,0515	28,9857
3000	0,9080	0,0919	29,0059
3200	0,9002	0,0998	29,0098
4000	0,8846	0,1154	29,0176
5000	0,8529	0,1471	29,0334
6000	0,8315	0,1685	29,0441

Taula 43. Pes molecular de la barreja per diferents velocitats rotacionals.

Retornant al procés per obtenir les unitats mg/m^3 a partir dels ppm, hem d'aplicar la constant obtinguda anteriorment de la formula dels gasos ideals, a la nova equació 10.7 plantejada a continuació.

$$\text{Concentració } 5\text{mm en } \text{mg}/\text{m}^3 = \frac{\text{ppm} * \text{Pes molecular } 5\text{mm}}{\text{Constant}} = \frac{0,2858 * 29,0458}{24,465431699} = 0,3393 \text{ mg}/\text{m}^3 \quad (10.7)$$

La concentració de partícules en suspensió dintre de la barreja a la sortida del sistema és de $0,3393 \text{ mg}/\text{m}^3$. Recordem que el rang efectiu del sensor es de 0 a $0,5 \text{ mg}/\text{m}^3$ fins un màxim de $1 \text{ mg}/\text{m}^3$, pel que la concentració obtinguda per un diàmetre de 5 mm entraria dintre del rang del sensor.

Un cop s'ha realitzat el càlcul anteriorment exposat per totes les proves, s'obtidran dues taules. La taula 44 representa les concentracions en mg/m^3 de les proves per diferents diàmetres de l'orifici que origina l'efecte venturi.

Diàmetre (mm)	Concentració (ppm)	Concertació (mg/m^3)	Concentració ($\mu\text{g/m}^3$)
5	0,2858	0,3393	339,3175
10	0,2576	0,3057	305,7082
20	0,2111	0,2504	250,4163
28,5	0,1526	0,1809	180,9080
30	0,1381	0,1636	163,6222
40	0,0880	0,1043	104,2666
50	0,0502	0,0595	59,4872

Taula 44. Concentracions de partícules en suspensió en funció del diàmetre.

Tal i com es pot veure a la taula, i tal i com s'havia comentat al capítol anterior, es produeix una disminució de la quantitat de partícules en suspensió degut a la menor entrada de gas dièsel al sistema. Per tant, el rang de 0 a $0,5 \text{ mg/m}^3$ es efectiu al llarg de tots els diàmetres. S'hauria de vigilar si s'experimentés amb diàmetres inferiors a 5 mm, ja que podria originar que la concentració de partícules en suspensió fos massa elevada i no es mesures correctament.

La taula 45 es la referent a les concentracions per les diferents velocitats rotacionals del ventilador.

Velocitat rotacional (rpm)	Concentració (ppm)	Concentració (mg/m^3)	Concentració ($\mu\text{g/m}^3$)
1000	0,0376	0,0445	44,4684
2000	0,0788	0,0934	93,4164
3000	0,1406	0,1667	166,7492
3200	0,1526	0,1810	180,9607
4000	0,1766	0,2094	209,4170
5000	0,2250	0,2671	267,0560
6000	0,2578	0,3061	306,0583

Taula 45. Concentracions de partícules en suspensió en funció de la velocitat rotacional.

A diferència dels diàmetres, l'augment de velocitats suposa un increment de la concentració màssica de les partícules en suspensió. El valor màxim registrat es de 6000 rpm amb un valor de $0,3053 \text{ mg/m}^3$, inferior als $0,5 \text{ mg/m}^3$ de màxim efectiu i els 1 mg/m^3 del màxim mesurable pel sensor. S'haurà de vigilar amb velocitats de rotació superiors per tal de no superar el màxim efectiu de mesura, ja que podria induir a problemes.

Tant les proves per diferents diàmetres com velocitats, la capacitat màssica de les partícules en suspensió es inferior al màxim rang efectiu o mesurable del sensor estudiat, pel que es pot determinar que aquest sensor podrà ser utilitzat en aquest sistema. Però existeixen diversos sensors amb rangs de mesura dispars, els quals potser no s'adapten d'igual manera que l'utilitzat. És per això que aquestes taules poden ajudar a determinar si els seus rangs dels sensors compleixen les especificacions del sistema realitzat.

Aquest procediment també serveix per identificar quines concentracions efectives corresponen a cada prova, podent triar determinades situacions en funcions de la disponibilitat d'instal·lació del sistema, més allà del estudi propi del sensor de partícules.

10.2 Marge d'error dels resultats

Tot i que hem obtingut uns resultats que corroboren la viabilitat del sensor, s'ha de tenir present que estem fet un anàlisi computacional on els marges d'errors, especialment per a mesures tan reduïdes com es el cas que estem estudiant, són elevats.

Per agafar una referència del possible error que s'aplica a aquest problema, s'hauria de visualitzar el apartat 8.5.2.1.2 de en que es validava el model utilitzat. En ell es va comparar models en funció del error relatiu que s'obtenia, resultant el model de 2n ordre segregat amb un error relatiu de 12,88%.

Tenint aquest error com a referència, es pot adaptar els resultats obtinguts de concentracions màssiques i calcular valors resultants un $\pm 12,88\%$ inferiors i superiors. D'aquesta manera, el rang cobreix possibles errors computacionals i assegura a l'empresa contractant d'aquest sistema, que la utilització d'un sensor que compleixi els marges més allunyats al valor referent, serà l'adient.

Per tal de calcular aquests nous valors, simplement s'ha de realitzar una regla de tres. S'exemplificarà, al igual que s'ha realitzat anteriorment amb la primera prova de diàmetre de 5 mm. A l'equació 10.8 es mostra el percentatge de $\pm 12,88\%$ respecte els $0,3393 \text{ mg/m}^3$ resultants.

$$\text{Concetració } 12,88\% = \frac{12,88 \cdot 0,3393}{100} = 0,0437 \text{ mg/m}^3 \quad (10.8)$$

Per tant, els valors inferiors i superiors respecte $0,3393 \text{ mg/m}^3$ suposarà $\pm 0,0437 \text{ mg/m}^3$ obtenint valors de $0,2956$ i $0,3830 \text{ mg/m}^3$. Aquest procediment, de nou, exportat per a totes les proves, dona com a resultat els marges d'error possibles per a totes les modificacions realitzades en aquest projecte.

La taula 46 mostra els marges d'error per la modificació dels diàmetres de l'orifici.

Diàmetre (mm)	Error relatiu (mg/m ³)	Marge d'error inferior (mg/m ³)	Concentració (mg/m ³)	Marge d'error superior (mg/m ³)
5	0,0437	0,2956	0,3393	0,3830
10	0,0394	0,2620	0,3057	0,3494
20	0,0323	0,2067	0,2504	0,2941
28,5	0,0233	0,1372	0,1809	0,2246
30	0,0211	0,1199	0,1636	0,2073
40	0,0134	0,0606	0,1043	0,1480
50	0,0077	0,0158	0,0595	0,1032

Taula 46. Marge d'error de partícules en suspensió en funció del diàmetre de l'orifici.

La figura 371 mostra la gràfica d'aquesta taula amb els valors propis de les concentracions per els diferents diàmetres de l'orifici considerant el límit efectiu del sensor com a màxim estipulat.

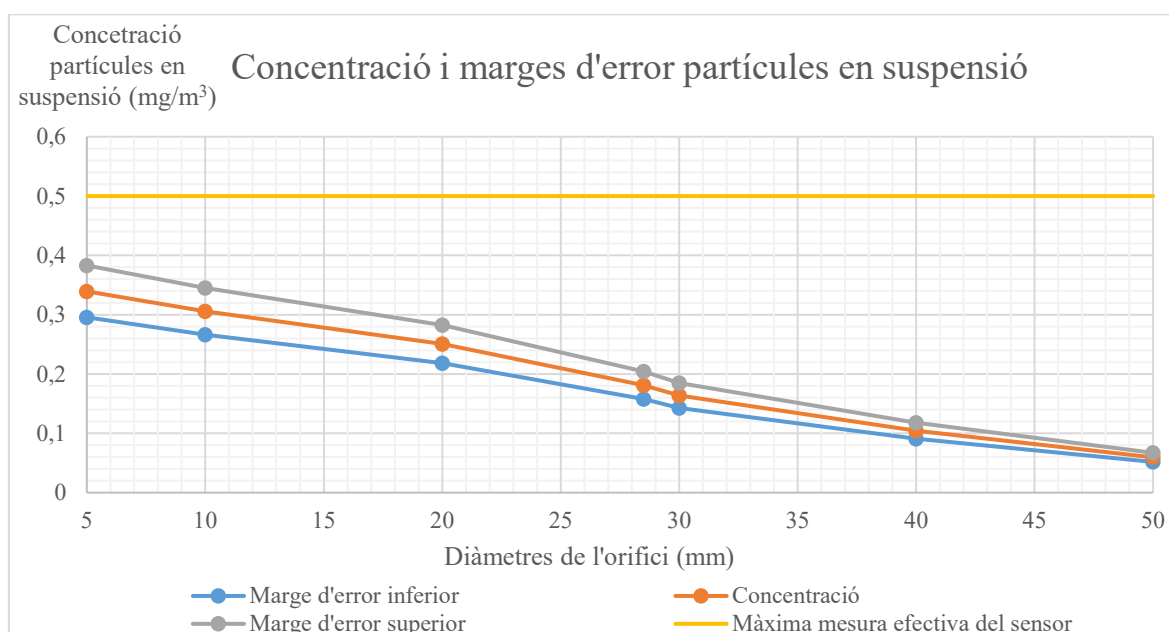


Figura 371. Gràfica de concentracions de partícules en suspensió i marges d'error respecte els diàmetres de l'orifici.

A la gràfica es pot observar més clarament el ja representat a les taules. Es veu aquesta progressiva reducció de les concentracions conforme s'augmenta el diàmetre, i com a diàmetres més petits de 5 mm, es podria arribar a produir un problema al superar la màxima mesura efectiva del sensor. Tot i que la pendent progressiva és molt elevada, el fet de que 5 mm ja suposa un orifici de per si molt reduït, fa poc provable que un sistema requereixi d'un diàmetre d'una dimensió encara més petita.

La taula 47 mostra els marges d'error per les diferents velocitats rotacionals del ventilador.

Velocitat rotacional (rpm)	Error relatiu (mg/m ³)	Marge d'error inferior (mg/m ³)	Concentració (mg/m ³)	Marge d'error superior (mg/m ³)
1000	0,0388	0,0387	0,0445	0,0502
2000	0,0879	0,0814	0,0934	0,1054
3000	0,1611	0,1453	0,1667	0,1882
3200	0,1752	0,1577	0,1810	0,2043
4000	0,2036	0,1824	0,2094	0,2364
5000	0,2609	0,2327	0,2671	0,3015
6000	0,2996	0,2666	0,3061	0,3455

Taula 47. Marge d'error de partícules en suspensió en funció de la velocitat rotacional.

La figura 372 mostra la gràfica d'aquesta taula amb els valors propis de les concentracions per els diferents velocitats rotacionals considerant el límit efectiu del sensor com a màxim estipulat.

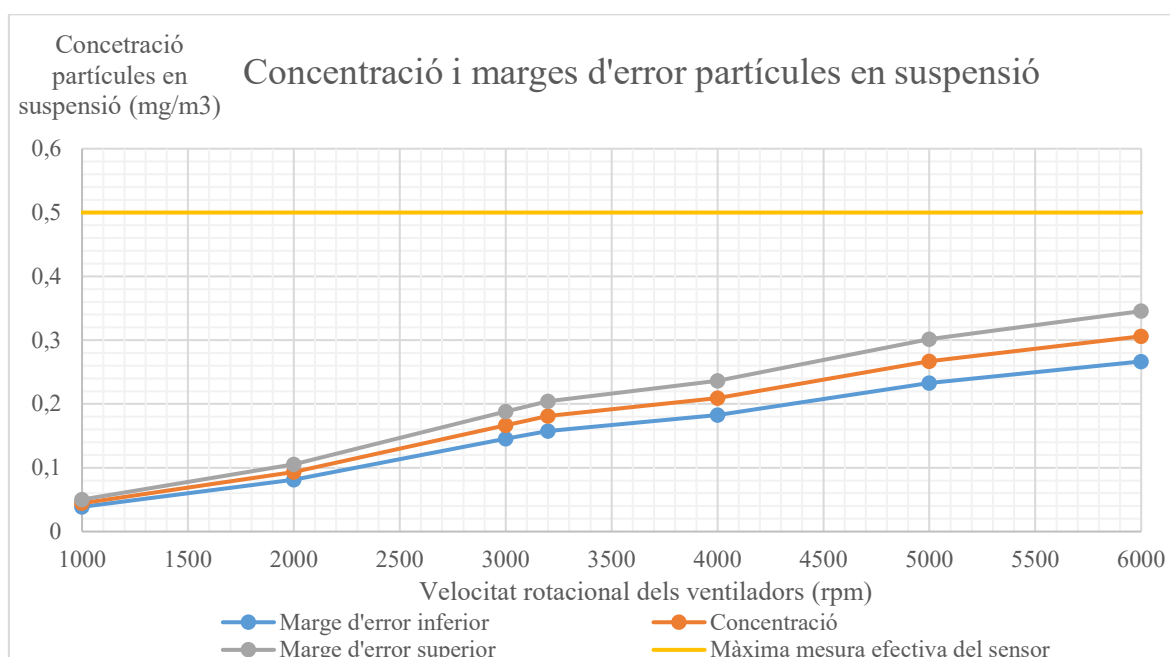


Figura 372. Gràfica de concentracions de partícules en suspensió i marges d'error respecte la velocitat rotacional.

Al contrari que passava amb els diàmetres, conforme augmentem la velocitat rotacional dels ventiladors, la concentració de les partícules en suspensió augmentaran. En aquest cas el punt més preocupant per a la mesura és el de 6000 rpm. Tot i això, seguint la progressió de la gràfica, la qual es més aplanada que la dels diàmetres, es pressuposa que necessitarà encara un augment significatiu de la velocitat rotacional per arribar a sobrepassar el màxim de mesura efectiva del sensor. Tenint present que una velocitat de 6000 rpm ja és molt elevada per un model d'aquestes característiques, ajuda a determinar que la viabilitat operacional d'aquest sistema està assegurada.

En definitiva, s'observa com amb el marge d'error propi del us d'un programa computacional, les partícules en suspensió de les proves realitzades segueixen estant dintre del rang efectiu de mesura del sensor estudiat de 0 a 0,5 mg/m³. Això suposaria que la utilització d'aquest sensor per a realitzar la mesura de les partícules en suspensió del sistema elaborat en aquest projecte, seria factible.

Per tal de comprovar si la mida de les partícules que hem obtingut s'apropa a la realitat, s'ha consultat quina es la mida de les partícules de suspensió en els gasos d'escapament de cotxes. La figura 373 mostra una captura d'imatge del rang estipulat per aquestes partícules.

Particulate matter (sulfate + solid substances)	0.008 %	0.0008 %	-	-	1-30 mg·m ⁻³ [23]
---	---------	----------	---	---	------------------------------

Figura 373. Concentració en mg/m³ de les partícules en suspensió al gas dièsel.

El rang indicat 1-30 mg/m³ és únicament per el gas dièsel, no per la barreja de gas dièsel i aire resultant. Per tal d'obtenir els valors que permeti equiparar aquesta proporció a la barreja, s'ha d'observar la taula 48.

Diàmetre (mm)	Mida mínima partícula suspensió (mg/m ³)	Mida màxima partícula suspensió (mg/m ³)	Marge d'error inferior (mg/m ³)	Concentració (mg/m ³)	Marge d'error superior (mg/m ³)
5	0,1868	5,6054	0,2956	0,3393	0,3830
10	0,1684	5,0519	0,2663	0,3057	0,3451
20	0,1380	4,1404	0,2182	0,2504	0,2827
28,5	0,0998	2,9931	0,1576	0,1809	0,2042
30	0,0903	2,7076	0,1425	0,1636	0,1847
40	0,0575	1,7264	0,0908	0,1043	0,1177
50	0,0328	0,9854	0,0518	0,0595	0,0671

Taula 48. Comparació entre les partícules en suspensió dels valors obtinguts per cada diàmetre amb la mida real.

Per veure més clarament la taula, es realitza la gràfica corresponent representada a la figura 374.

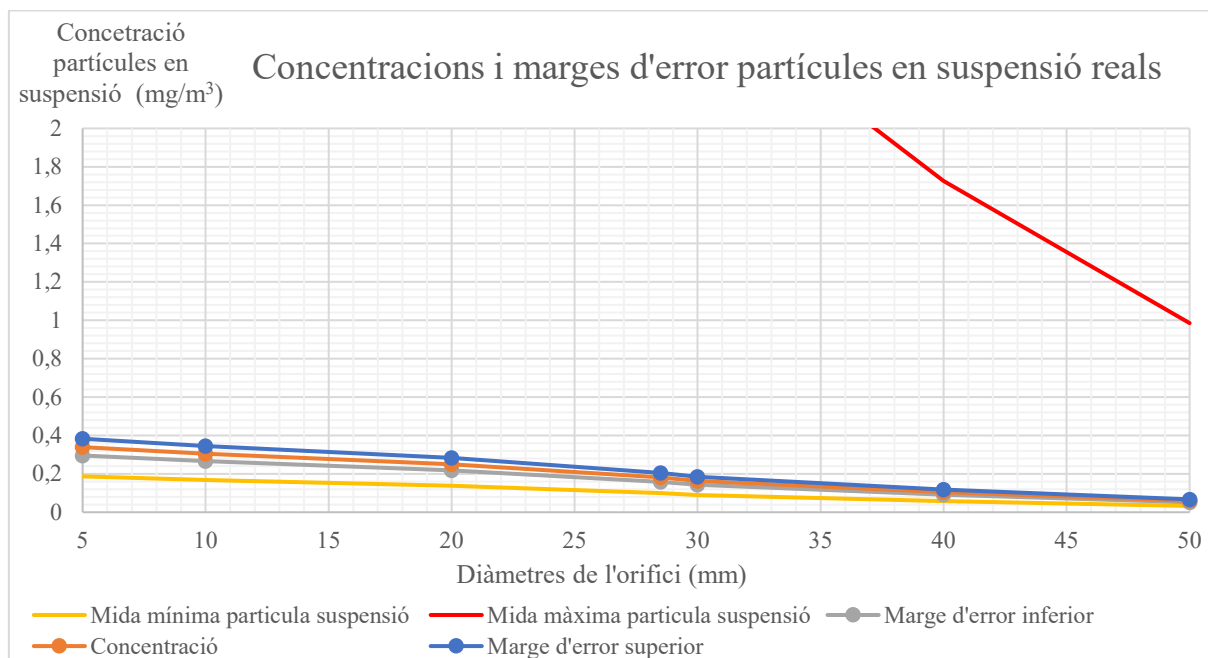


Figura 374. Gràfica de les partícules en suspensió obtingudes als diàmetres en comparació amb la mida real.

La gràfica delimita la mida de partícules entre les corbes vermella (màxima) i groga (mínima). Es veu doncs que els valors de les partícules obtingudes per a tots els diàmetres estarien dintre del rang normal de partícules present al gas dièsel.

Es realitza la taula 49 per tal d'observar ara el comportament per les velocitats.

Velocitat rotacional (rpm)	Mida mínima partícula suspensió (mg/m³)	Mida màxima partícula suspensió (mg/m³)	Marge d'error inferior (mg/m³)	Concentració (mg/m³)	Marge d'error superior (mg/m³)
1000	0,0245	0,7365	0,0387	0,0445	0,0502
2000	0,0515	1,5464	0,0814	0,0934	0,1054
3000	0,0919	2,7584	0,1453	0,1667	0,1882
3200	0,0998	2,9931	0,1577	0,1810	0,2043
4000	0,1154	3,4629	0,1824	0,2094	0,2364
5000	0,1471	4,4136	0,2327	0,2671	0,3015
6000	0,1685	5,0563	0,2666	0,3061	0,3455

Taula 49. Comparació entre les partícules en suspensió dels valors obtinguts per cada velocitat amb la mida real.

Per veure més clarament la taula, es realitza la gràfica corresponent representada a la figura 375.

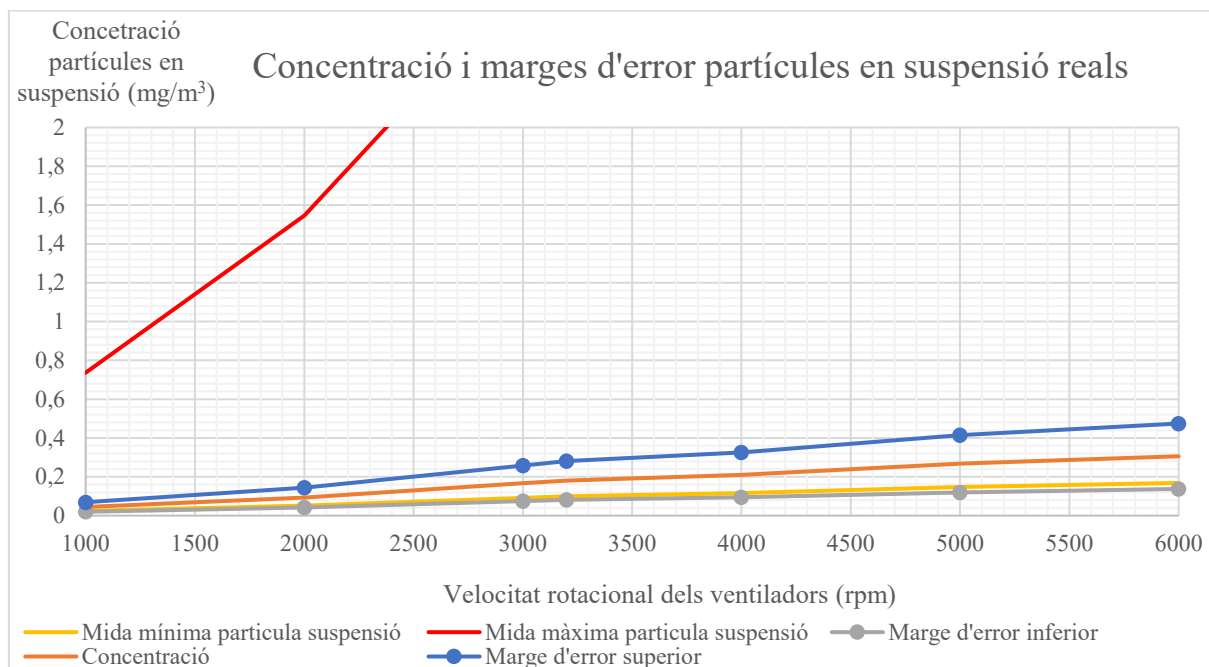


Figura 375. Gràfica de les partícules en suspensió obtingudes a les velocitats en comparació amb la mida real.

A la gràfica gran part dels valors computacionals calculats estan entre els rangs reals de les partícules en suspensió. Però hi ha una excepció, que demostra la importància d'haver realitzat els marges d'error, ja que s'observa com el marge inferior d'error de la concentració és menor a la mida mínima registrada per aquest tipus de partícules presents al tub d'escapament. Això exposa que hi ha pot haver un marge d'error inferior en el càlcul que podria suposar no representar acuradament les concentracions reals d'aquestes partícules a l'interior de la barreja resultant.

A efectes pràctics, tot i aquesta diferencia nímia entre el mínim real i el marge d'error inferior calculat computacional, els valors obtinguts al llarg de les proves de velocitats es poden considerar com a viables. Cal tenir present que aquestes concentracions de partícules en suspensió s'han obtingut per valors molt reduïts, on per exemple, l'arrodoniment de xifres molt petites pot ocasionar grans variacions en certs resultats.

10.3 Utilització de la mesura per altres components

D'igual manera que s'ha fet per les partícules en suspensió, que són la principal preocupació d'aquest projecte, hi ha ocasions que pot interessar veure la viabilitat d'estudi del sensor per altres components d'una mida semblant, com podrien ser les espècies residuals, o bé altres components químics de concentracions pròximes. Tot i que molts sensors són específics per la mesura d'una determinada concentració o element, es podria veure com s'adaptarien sensors amb rangs de concentracions més elevats.

Si es realitzen els passos dels apartats anteriors d'aquest capítol per aquestes espècies residuals, es pot obtenir els valors de les concentracions en funció de la modificació del diàmetre i la velocitat rotacional, respectivament, incloent els marges d'error propis del programa. Les anomenades (en aquest projecte) espècies residuals es tracta de partícules amb proporcions molt inferiors al gas dièsel en comparació amb les principals, i a l'interior de les quals s'inclouen les partícules en suspensió anteriorment estudiades. Per tant, la concentració de les espècies residuals es força superior al de les partícules en suspensió.

La taula 50 representa per els diferents diàmetres, la concentració dels marges inferiors i superiors de mesura de les espècies residuals.

Diàmetre (mm)	Error relatiu (mg/m ³)	Marge d'error inferior (mg/m ³)	Concentració (mg/m ³)	Marge d'error superior (mg/m ³)
5	0,2893	1,9326	2,21829	2,5040
10	0,2607	1,7412	1,99857	2,2560
20	0,2137	1,4262	1,63710	1,8480
28,5	0,1545	1,0304	1,18269	1,3350
30	0,1397	0,9319	1,06968	1,2075
40	0,0891	0,5938	0,68164	0,7694
50	0,0509	0,3388	0,38890	0,4390

Taula 50. Marge d'error de espècies residuals en funció del diàmetre de l'orifici.

Tal i com s'ha fet a l'apartat 10.2, es realitzarà la gràfica corresponent a la taula anterior, representada a la figura 376.

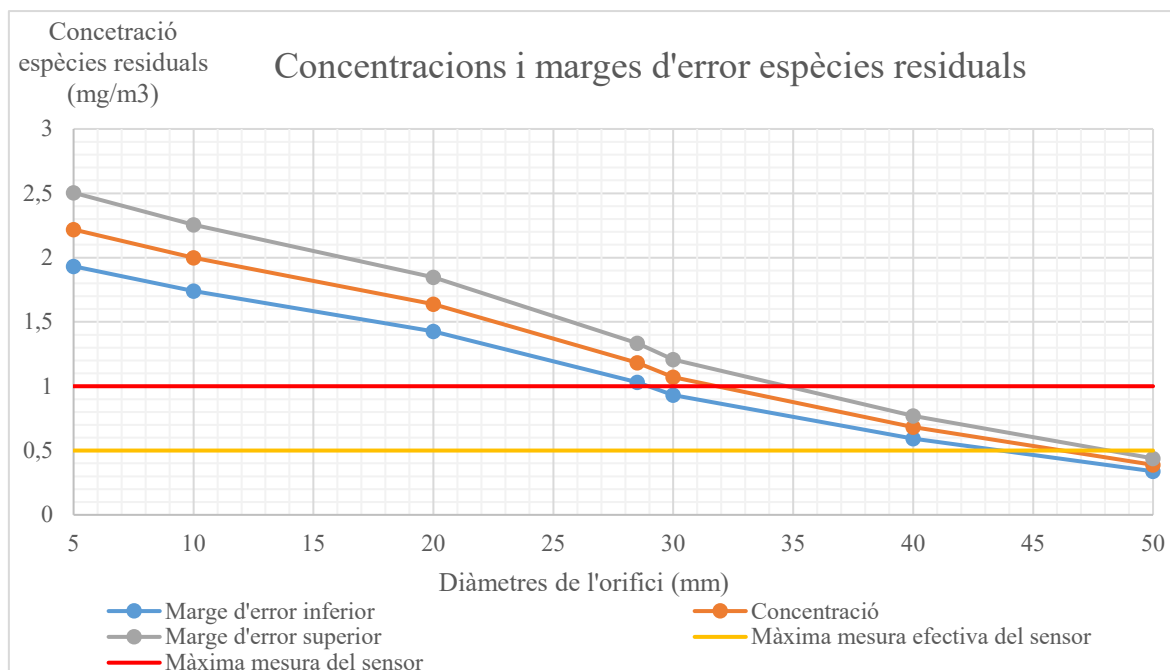


Figura 376. Gràfica de concentracions d'espècies residuals i marges d'error respecte el diàmetre de l'orifici.

A la gràfica s'observa el que ja es pressuposava. Al tenir unes concentracions majors al sistema, aquest conglomerat de petites espècies químiques, no podran ser mesurades en diàmetres petits. S'haurà d'augmentar el diàmetre fins a 30mm, a partir del qual el sensor podria començar a mesurar. De totes maneres, únicament el diàmetre de 50 mm permetria una mesura efectiva dintre del rang estipulat pel sensor. Això prova la dificultat d'aquest sensor per mesurar aquesta composició.

Aquest fet pot ser positiu si s'utilitza únicament el sensor per la mesura de partícules en suspensió, ja que per diàmetres inferiors a 30mm, permet al sensor focalitzar-se únicament en partícules amb una concentració al gas més reduïda, com es el cas de les partícules en suspensió que es volen estudiar.

Es realitzarà la mateixa taula per les velocitats rotacionals, la qual esta representada a la taula 51.

Velocitat rotacional (rpm)	Error relatiu (mg/m ³)	Marge d'error inferior (mg/m ³)	Concentració (mg/m ³)	Marge d'error superior (mg/m ³)
1000	0,2533	0,2907	0,3282	0,5
2000	0,5321	0,6107	0,6894	0,5
3000	0,9497	1,0901	1,2305	0,5
3200	1,0307	1,1830	1,3354	0,5
4000	1,1927	1,3691	1,5454	0,5
5000	1,5210	1,7459	1,9707	0,5
6000	1,7431	2,0009	2,2586	0,5

Taula 51. Marge d'error de espècies residuals en funció de la velocitat rotacional.

La figura 377 mostra la gràfica de la taula anterior.

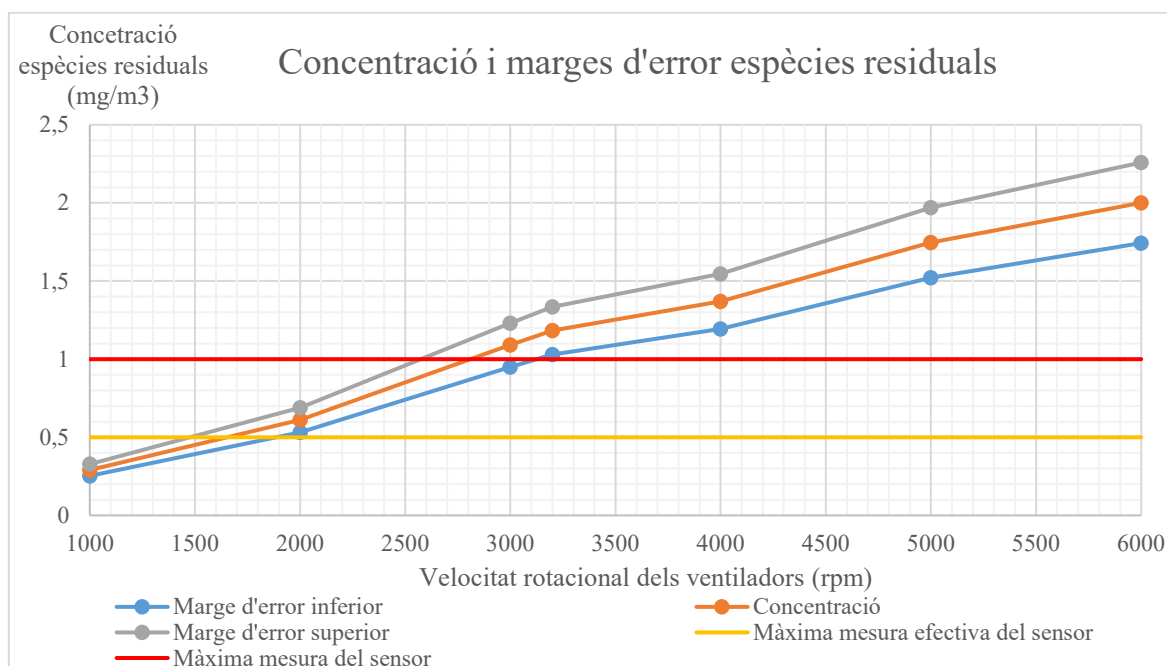


Figura 377. Gràfica de concentracions d'espècies residuals i marges d'error respecte la velocitat rotacional.

A la gràfica es pot observar, al igual que passava amb els diàmetres, únicament velocitats rotacionals inferiors a 3000 rpm permeten mesurar la concentració de les partícules resultants, i únicament inferiors a 2000 rpm poden ser mesurats de forma efectiva. Aquest fet comporta una clara distinció entre mesurar o no les espècies químiques més enllà de les partícules en suspensió (que en són una part reduïda d'elles). Per tant, l'empresa pot decidir fins a quin punt li interessa treballar per velocitats superiors a 3000 rpm i obtenir valors únicament de partícules en suspensió (ja que no permet la mesura de les espècies residuals al tenir una concentració massa elevada per la mesura del sensor), o bé inferiors a 3000 rpm, que permetria obtenir valors tan de partícules en suspensió com d'espècies residuals.

11 CONCLUSIONS I TREBALLS FUTURS

11.1 Conclusions

Inicialment l'objectiu del projecte era realitzar un anàlisi computacional i experimental de la construcció d'un sistema de dilució de gasos que permetés adaptar un sensor ambiental de partícules per mesurar la contaminació a les emissions concentrades d'un cotxe dièsel, complementant ambdues disciplines per tal de validar els models CFD amb proves al laboratori. Degut a motius externs al projecte i quan ja s'havia realitzat una part important de la redacció i construcció d'aquest model experimental, aquests objectius inicials van haver de ser modificats.

El fet de no poder disposar del model experimental, va suposar que la realització d'aquest projecte s'enfoqués casi en la seva totalitat en l'estudi teòric i computacional (ANSYS Fluent). Això ha permès aprofundir molt més del que s'havia plantejat inicialment en simulacions, no únicament en la resolució de determinats models específics com inicialment s'havia plantejat, sinó en multitud de proves amb diferents mallats, models de càlcul i resolutius, condicions de contorn o equacions específiques d'aquesta dilució de gasos com pot ser el transport d'espècies. Tot aquest procés a permès, més allà d'obtenir els nous objectius fixats, aprendre i utilitzar un programari amb una complexitat i profunditat força elevades.

Centrant-nos en aquests nous objectius, el fet de no poder experimentar amb el model al laboratori, també va suposar més allà de la pròpia validació del model computacional, no disposar de valors empírics claus per fer l'estudi de la compatibilitat del sensor que es volia implementar inicialment.

Per tant, es va decidir estudiar diversos valors claus a la sortida del sistema (punt on si s'hagués pogut realitzar experimentalment s'hauria situat el sensor) i a l'entrada del gas dièsel. La regulació d'aquest gas dièsel d'entrada a través de les depressions i velocitats creades per l'efecte venturi i modificades a través de l'orifici de contracció o les velocitats rotacionals del ventilador, tenien la intenció inicial de ser ajustades únicament al sensor estudiat. Això va portar a entendre, que aquesta regulació artificial creada no únicament permet adaptar-ho a un sensor concret estudiat, sinó crear un seguit de proves amb diversos diàmetres d'orifici i velocitats de ventilador, que permetrien a una empresa poder adaptar fàcilment el sistema realitzat en aquest projecte a les especificacions concretes del seu sensor.

L'objectiu últim d'aquest projecte, més enllà de la creació i aprenentatge del model experimental, teòric i simulat d'un procés de dilució entre dos gasos, era i és el de poder adequar al sistema creat, a sensors

de partícules ambientals no especialitzats en la mesura dels gasos dièsel d'escapament sinó en espais oberts ambientals.

Els sensors d'emissions que estan especialitzats per aquest tipus de mesures tenen uns preus de compra i d'utilització extremadament elevats, pel que la creació d'un sistema que permeti l'anàlisi aproximat a través de sensors de preu reduït i adaptables segons la seva capacitat, ja suposa motiu més que suficient per realitzar aquest projecte.

El que inicialment s'havia plantejat per fer adequat aquest sistema a un únic sensor específic del que es disposava al laboratori, s'ha generalitzat a través de diferents proves per diferents diàmetres i velocitats amb un rang de concentracions força extens. D'aquesta manera, i a través de les taules i gràfiques resultants de les modificacions realitzades en aquest projecte, una empresa interessada en aquest sistema podria determinar si es adient pels sensors dels quals es disposa. Degut a que els resultats obtinguts segueixen comportaments força lineals, seria possible realitzar extrapolacions per rangs i segments no coberts en aquest projecte, principalment per falta de temps de càlcul.

Per tal de concloure el treball, a l'últim capítol s'ha realitzat la feina que suposaria per l'empresa rebre el sensor i implementar-lo al sistema, examinant la viabilitat de mesura del sensor. S'ha estudiat el sensor que s'hauria d'haver utilitzat al model experimental per tal de tenir un model d'exemple.

Amb aquest model com a referència, s'han estudiat les concentracions de partícules en suspensió a la dilució, per tal de determinar si el rang de mesura efectiu i màxim del sensor permetien el correcte anàlisi d'aquestes partícules. S'ha corroborat que les concentracions de les partícules en suspensió entraven dintre dels rang de mesura efectiu d'aquest sensor en concret, tant per la modificació del diàmetre de l'orifici com per la variació de la velocitat rotacional dels ventiladors, pel que efectivament permetrien la viabilitat de l'estudi.

Tenint present que el càlcul computacional té un cert marge d'error, s'ha considerat l'error relatiu obtingut durant la tria del model a realitzar, com a rang variable de les concentracions. D'aquesta manera s'ha pogut assegurar que incloent el rang d'error propi del programari CFD, el sensor permet indistintament la mesura de les concentracions de les partícules en suspensió de la barreja que surt del sistema.

Per comprovar que la presència d'aquestes partícules prenen uns valors realistes, s'ha cercat les concentracions al gas dièsel, els quals extrapolant-los a la barreja estudiada, s'ha comprovat que s'ajusten als resultats obtinguts computacionalment.

S'examina si partícules amb mides més grans serien igualment viables per l'estudi amb aquest sensor, analitzant les espècies residuals (un 15,3% d'aquestes es tracten de partícules en suspensió). S'ha observat un fet interessant, i és que a partir de determinats diàmetres o velocitats rotacionals, el sensor no pot mesurar la concentració d'aquestes espècies residuals ja que excedeixen la màxima capacitat de mesura del sensor. És precisament en aquests rangs on el sensor no pot mesurar espècies residuals degut a una concentració massa elevada, on l'estudi pot focalitzar-se únicament en les concentracions que si permet mesurar, en aquest cas, les partícules en suspensió. Aquest fet permet facilitar l'estudi d'aquestes partícules, ja que evita que composicions amb més concentracions no distorsionin l'anàlisi del làser òptic realitzat pel sensor.

Havent provat que el rang de modificacions realitzat és viable per a les capacitats dels sensors ambientals, té una importància capital per als cabals, especialment les dilucions del cabal d'aire i del gas dièsel que conformen la barreja de sortida, ja que permetrien a l'empresa tenir delimitada la dilució existent en funció del diàmetre de l'orifici o la velocitat dels ventiladors, facilitant així l'adaptació del sensor al sistema.

En definitiva, i per concloure aquest apartat final del projecte, gràcies a aquest treball s'ha pogut assolir nous coneixements en disseny industrial i en l'estudi fluidomecànic, que ha permès l'elaboració d'un sistema de dilució que possibilita l'anàlisi de les partícules en suspensió, adaptant-lo en funció dels requeriments del sensor a través de modificacions geomètriques senzilles o externes, com és la mida de l'orifici que genera l'efecte venturi o la velocitat de rotació dels ventiladors. El fet d'haver realitzat computacionalment gran part del treball, incloses parts inicialment plantejades per un model experimental, sense uns valors de referència per guiar-se ja que el disseny ha sigut íntegrament creat de zero, ha suposat un repte considerable. Tot i aquestes dificultats, els resultats finalment obtinguts han pogut corroborar la correcta adaptació del sistema al sensor ambiental, així com l'elaboració d'un seguit de gràfiques que permeten visualitzar el comportament del sistema segons la modificació realitzada, facilitant d'aquesta forma una versatilitat major a l'hora d'instal·lar el sensor que resulti més adient segons les necessitats o limitacions del possible comprador.

11.2 Línies futures de desenvolupament

El treball futur per aquest projecte està força clar. Seria primerament comprovar experimentalment els resultats obtinguts de forma computacional, observant rangs d'errors i intentar reduir-los el màxim possible. Això suposaria un seguit de proves amb petites variacions que poguessin ocasionar divergències respecte els resultats experimentals obtinguts. Un cop aquests valors tinguin un grau d'error relatiu raonable, s'hauria d'ampliar aquest rang de proves per diferents diàmetres d'orificis o velocitats,

incloent no únicament valors superiors i inferiors, sinó utilitzant segments d'estudi més reduïts per tal d'obtenir una aproximació més precisa facilitant la feina a l'hora de seleccionar un sensor adequat pel sistema.

S'haurà d'incloure noves possibles modificacions geomètriques com podria ser la posició i diàmetre de la injecció del gas dièsel al sistema que ja s'havia insinuat en el propi treball a l'inici, o d'altres que requerien modificacions més significatives de la geometria com podria ser el diàmetre total del tub, l'angle de reducció a la sortida per adaptar-se al cabalímetre o al sensor, entre d'altres.

També es podria mirar de jugar amb velocitats variables independents per a cada ventilador, es a dir, no limitar l'ús dels dos ventiladors a un únic regim de velocitats rotacionals.

Una altra opció d'experimentació futura és la de considerar variables valors pressuposats com a constants en el actual projecte, per exemple i entre moltes possibles opcions, la temperatura a la sortida del sistema, la qual si fos variable complicaria l'obtenció de resultats a partir de la llei dels gasos ideals i modificaria l'obtenció de la mida final de les partícules a la barreja. Com aquest exemple, hi ha múltiples més que permeten complicar encara més el projecte, el problema és saber fins a quin punt aquestes modificacions, que augmentarien el temps d'estudi del projecte, afectarien substancialment al resultat final com per ser tingudes en consideració.

Centrant l'estudi en l'adaptació del sistema per nous sensors, es realitzaran noves proves experimentals amb valors calculats en aquest projecte per tal de corroborar els marges obtinguts, i de ser validats, experimentar amb nous rangs no estudiats prèviament, permeten observar si les tendències estipulades a través de les taules i posteriors gràfiques segueixen essent viables com a referència.

Un cop acabades aquestes proves, es podria entrar en processos més pràctics com podria ser el disseny modificable per a la implementació correcte dels sensors a la sortida, elements de subjecció al tub d'escapament, i finalment, una reducció escalada de tot el sistema, per garantir que ocupa el mínim espai possible.

Per resumir i ordenar esquemàticament aquest procés:

- Aproximació màxima dels valors computacionals als valors experimentals.
- Ampliació del rang i augment de segments d'estudi de les proves per diverses modificacions.
- Implementació de noves modificacions geomètriques més significatives.
- Considerar com a variables certs valors definits prèviament com a constants.

- Comprovar experimentalment l'adaptació de nous sensors al rang de mesura estipulat.
- Observar experimentalment si la tendència per noves modificacions es viable per a l'estudi.
- Adaptació de la geometria a ambients de treballs reals.
- Reducció de l'escala total de la geometria per tal de fer la seva mida el més compacte possible.

Un cop realitzades aquests procediments i de cara a noves versions d'aquests model un cop estigui ja consolidat, es podria entrar a realitzar un anàlisi més detallat focalitzat en la investigació i millora de les propietats físiques i químiques durant la dilució dels dos gasos.

12. BIBLIOGRAFIA

12.1 Llibres

White, F. M. Mecánica de Fluidos. McGraw-Hill. Madrid 2008.

Wesseling, Pieter. Principles of computational fluid dynamics. Springer. Barcelona. 2001.

Wendt, John F. Anderson, John David. Computational fluid dynamics: an introduction (2nd ed). Springer. New York. 1996.

Anderson, John David. Computational fluid dynamics. McGraw-Hill. New York. 1995.

Cebeci, Tuncer. Computational fluid dynamics for engineers: from panel to navier-stokes methods with computer programs. Springer. New York. 2005.

Ferziger, Joel H. Computational methods for fluid dynamics (3rd, rev. ed.). Springer. Berlin. 2002.

12.2 Llibres electrònics

Tu, Jiyuan. Computational fluid dynamics (1st ed). Butterworth-Heinemann. Boston. 2008.
(<http://www.sciencedirect.com/science/book/9780750685634>).

Blazek, J. Computational fluid dynamics (2nd ed.). Elsevier. Amsterdam. 2005.
(<http://www.sciencedirect.com/science/book/9780080445069>).

12.3 Articles

Charles A. Amann & Donald C. Siegl. Diesel Particulates. What They Are and Why. 2008.

Alois Amstutz, Christopher. H.Onder and Lino Guzzella. A Real-Time Soot Model for Emission Control of a Diesel Engine. 2010.

William M. Hodan and William R. Barnard. Evaluating the Contribution of PM2.5 Precursor Gases and Re-entrained Road Emissions to Mobile Source PM2.5 Particulate Matter Emissions. 2018.

12.4 Material obtingut a la xarxa

Diesel exhaust (https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_exhaust).

How particulate matter arises from pollutant gases
(<https://www.sciencedaily.com/releases/2020/05/200514115732.htm>).

Modeling Species Transport and Gaseous Combustion
(https://www.academia.edu/7634521/Chapter_16_Modeling_Species_Transport_and_Gaseous_Combustion)

Particulate Matter (PM) Pollution (<https://www.epa.gov/pm-pollution/particulate-matter-pm-basics>).

Evaluation of particulate matter emissions from non-passenger diesel vehicles in Qatar
(<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10962247.2019.1704939>).

12.5 Fotografies obtingudes a la xarxa

Figura 2. <https://www.theguardian.com/cities/2019/mar/05/india-home-to-22-of-worlds-30-most-polluted-cities-greenpeace-says>.

Figura 3. <https://www.lasprovincias.es/economia/humo-diesel-cancer-20181013125454-nt.html>.

Figura 4. <https://noticias.coches.com/consejos/catalizador-coche-como-funciona-y-averias/314894>.

Figura 5. https://www.infotaller.tv/reparacion/averias-color-humo-coche_0_1237076300.html.

Figura 6. <https://www.motor.es/que-es/filtro-antiparticulas>.

Figura 373. https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_exhaust.

PRESSUPOST DEL PROJECTE

Per tal de realitzar una estimació acurada del cost econòmic del projecte realitzat s'ha de computar les hores emprades per a la seva realització i el sou associat al investigador que l'ha realitzat. S'ha de tenir present el cost d'amortització dels recursos materials com són els ordinadors utilitzats, i els costos del material intangible, és a dir, la llicència dels dos programaris emprats, SolidWorks i ANSYS Fluent.

No s'inclourà el cost del material fungible o consumible ja que s'ha realitzat pràcticament la totalitat del projecte de forma informàtica. Tampoc s'inclou el cost associat a la corrent necessària per operar amb els ordinadors.

Es suposarà que aquest projecte es durà a terme al llarg d'un any.

La computació d'aquests costos serà en molts casos una aproximació o mitjana, pel que es treballarà generalment amb números rodons i arrodonits als valors majors o menors més pròxims.

Per visualitzar millor aquest còmput, es desglossarà cada càlcul de costos en el seu apartat de manera independent, realitzant una taula final que englobi el resultat total del cost associat a la realització d'aquest projecte.

Costos de recursos humans

Secció que inclou costos associats en funció del temps invertit per part del enginyer en realitzar el projecte. L'estimació d'aquest salari en funció del temps s'ha basat en el sou mig d'un investigador novell, estipulat en aproximadament 1800 euros mensuals. Si s'estima que s'ha treballat una mitja de 40 h setmanals, el cost seria de 11,25 €/h.

Les hores dedicades al projecte es podrien subdividir principalment en:

- Hores d'investigació necessàries per adquirir els coneixements requerits: les quals inclouen tasques com l'aprenentatge del software utilitzat o dubtes referents als processos matemàtics que intervenen en el procés, la recerca d'informació referent al problema que es planteja o la interpretació i proposta de resolució del projecte. Aquest punt no s'inclourà com a costos humans, ja que es temps invertit personal.

- Hores d'execució: les quals fan referència al càlcul teòric del model, la construcció i adaptació del model geomètric del dimensionament final per al anàlisi computacional, plantejament del mallat de la geometria, realització dels càlculs (en aquest cas computacionals), anàlisi dels resultats, implementació a un model viable, redacció del informe, entre d'altres. Aquestes hores si que es podran computar com a costos humans associats al projecte.

De forma aproximada, ja que no s'ha portat un recull exhaustiu de les hores invertides, es podria determinar que s'han realitzat 100 hores d'investigació i unes 550 hores d'execució, resultant un total de 650 hores invertides per a realitzar el projecte. Únicament es computarà el cost a les 500 h d'execució.

Costos d'amortització dels recursos materials

En aquest apartat s'inclouen els preus del material físic utilitzat per a dur a terme el projecte. Inclou l'ordinador de sobretaula personal i dues pantalles, valorat en un total de 3000 € i una vida útil de 5 anys, i un ordinador portàtil de 1000 € amb una vida útil de 3 anys. Per tant, el cost per hora del ordinador de sobretaula es 0,068 €/h i el de l'ordinador portàtil de 0,038 €/h.

Les hores treballades amb els dos ordinadors es suposaran igual, ja que s'ha estat realitzant constantment iteracions amb un o altre ordinador, alternativament, pel que a efectes pràctics la utilització dels dos aparells ha sigut molt equilibrada i constant.

Costos del material intangible

El cost del material intangible d'aquest treball és bàsicament el referent al software informàtic utilitzat. Es calcularà el seu cost amortitzat en un any a la taula de pressupostos.

El pressupost necessari per a dur a terme aquest projecte depèn directament del programari utilitzat, tant el SolidWorks, com l'ANSYS Fluent, i de les llicències adjuntes a aquests. Aquest tipus de programes tenen un cost de llicències força elevat, pel que el treball no seria assequible per a qualsevol empresa. És per això que en molts d'aquest projectes es contracten a empreses externes per a dur-los a terme i evitant els costos d'alquilar o comprar llicències, així com els costos de recursos humans associats als tècnics amb coneixement necessaris per a utilitzar-los correctament.

Pel disseny de la geometria s'ha utilitzat el SolidWorks Professional, el qual, sense *plugins* externs o complements que no són necessaris per aquest projecte, tindria un cost de lloguer de la llicència anual de 5.000 €/any. El cost d'amortització anual d'aquest programa en funció de les hores treballades serà de 0,57 €/h.

Per a l'estudi fluidomecànic de la peça, s'ha emprat l'ANSYS Fluent. Serà necessari llogar una llicència especial, degut al mallat exhaustiu així com els mètodes resolutius amb els que s'ha treballat per tal de realitzar el projecte. El preu del lloguer del programari ANSYS Fluent d'una llicència extensa durant un any, ascendiria aproximadament als 40.000€/any. Al igual que amb el cas del programa anterior, es calculen els seus costos amortitzats al llarg d'un any, els quals corresponen a 4,57 €/h.

A aquests dos programes se li hauria d'assignar aquesta amortització en funció de les hores productives reals realitzades, incloent hores d'errors o falles degut a la desconexió de la utilització del programa o procediment a seguir. Especialment el tipus de projecte d'aquesta memòria, es basa molt en aquestes proves errònies que serveixen per a focalitzar els resultats, però que no es poden cobrar als pressupostos com a temps purament productiu.

S'hauria de sumar la despesa elèctrica d'operar amb els ordinadors de forma continuada realitzant operacions. Tot i que s'han hagut de mantenir connectats a la corrent durant períodes de temps molt prolongats per realitzar les iteracions, degut al elevat preu del programari utilitzat, el cost associat a aquesta despesa elèctrica és negligible.

Costos totals segmentats

Per tal de visualitzar els costos totals segmentats del projecte, s'ha realitzat una única taula que reflectirà els valors prèviament exposats, així com les sumes de cada un d'ells.

Descripció	Durada (h)	Preu unitari (€/h)	Cost (€)
Costos de recursos humans			
Adquisició de coneixements	100	0	0
Creació de la geometria	60	11,25	675
Implementació al CFD	10	11,25	112,5
Mallat i definició de les condicions de contorn	60	11,25	675
Simulació de les proves	220	11,25	2475
Anàlisi dels resultats	100	11,25	1125
Comprovació d'errors i validació final	20	11,25	225
Redacció del projecte	80	11,25	900
Total recursos humans	650	-	6187,5
Costos d'amortització de recursos materials			
Ordinador de sobretaula	650	0,068	44,2
Ordinador portàtil	650	0,038	24,7
Total amortització recursos materials			68,9
Costos material intangible			
SolidWorks	60	0,57	34,2
ANSYS Fluent	410	4,57	1873,7
Total material intangible			1907,9
SUBTOTAL			8164,3
13% Costos generals			1.061,36
21 % IVA			1.714,50
TOTAL			10.940,16